㈳日本ガスタービン学会　名誉会員の紹介

㈳日本ガスタービン学会ではガスタービン及び関連技術に関し功績顕著な方，又は本学会に対し功労のあった方のうちから理事会の推薦により総会において承認された方が名誉会員になることになっております。

去る昭和62年４月24日第12期通常総会において次の方が本学会の名誉会員になられましたので，ご紹介致します。（アイウエオ順）

窪田雅男君（大正６年２月１日生）
くぼた　まさお

昭和１６年１２月	東京帝国大学工学部機械工学科卒業
昭和１７年　１月	機械試験所入所
昭和２１年　３月	日本ネジ精工㈱技術顧問
昭和２５年　４月	工学院大学助教授
昭和４４年　５月	機械試験所長
昭和４６年　４月	機械技術研究所長
昭和５１年　７月	工業技術院長
昭和５３年　８月	㈶機械振興協会副会長
	現在に至る

本会関係略歴

(1)　昭和４７年６月入会

(2)　会長（ＧＴＳＪ ９期）

副会長（ＧＴＳＪ８）

評議員（ＧＴＣＪ 1, 2, 3, 4,　ＧＴＳＪ 1, 3, 4, 5, 6, 7, 10, 11）

現住所　東京都板橋区成増２－22－7

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

中田金市君　（明治33年7月25日生）
なかだ きんいち

大正14年 3月　東京帝国大学物理学科卒業
大正15年 5月　海軍省嘱託
昭和11年 5月　海軍技師　海軍航空廠発動機部部員
昭和17年 8月　内閣技術院中央航空研究所研究官兼任
昭和19年 5月　海軍技術中佐　第一海軍技術廠噴進部部員
昭和21年 9月　運輸省鉄道技術研究所第2理学部長
昭和24年12月　日本国有鉄道鉄道技術研究所タービン研究室長
昭和25年 4月　運輸省運輸技術研究所原動機部長
昭和30年10月　総理府航空技術研究所兼務
昭和31年12月　運輸省運輸技術研究所長
昭和32年 2月　科学技術審議会専門委員
昭和38年 2月　消防庁消防研究所長
昭和46年10月　日本消防検定協会監事
昭和50年 4月　東京都火災予防審議会会長
（昭和61年5月退任，現在に至る）

本会関係略歴

(1) 昭和47年5月入会

現住所　鎌倉市台1425

水町長生君　（大正5年7月31日生）
みずまち ながお

昭和15年 3月　東京帝国大学工学部機械工学科卒業
昭和20年 7月　東京帝国大学助教授（第二工学部）
昭和33年10月　東京大学教授（生産技術研究所）
昭和52年 4月　千葉工業大学教授
昭和52年 5月　東京大学名誉教授
現在に至る

本会関係略歴

(1) 昭和47年5月入会
(2) 会長（GTCJ 3期）
副会長（GTCJ 2）
評議員（GTCJ 1, 2, 3, 4,　GTSJ 1, 2, 3, 4, 6, 7, 8, 9, 10, 11）
監事（GTSJ 5）
幹事（GTCJ 1, 2）

現住所　千葉市穴川1－3－15

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

第12期会長就任挨拶

稲　葉　興　作

日本ガスタービン学会は，その前身である日本ガスタービン会議が昭和47年に発足した時から数え，今年６月15日で丁度15年を迎えることになります。また，本年10月26日から31日にかけて，国際ガスタービン会議東京大会が，４年振りに開催されます。

このように節目のある，しかも国際会議が開かれる重要な時に，去る４月24日の総会において，第12期の会長に選出されましたことは，まことに光栄に存じますとともに，任務の重大さを痛感している次第であります。

幸いにしてこの15年の間に歴代会長はじめ，多くの有能な理事の方々ならびに関係者の皆様の御努力により，学会は着実に組織化され，活動の素地も整ってきつつあるものと存じます。私はこれを受け継ぎ，微力ではございますが学会の発展に鋭意努力する所存ですので新理事の方々はじめ会員の皆様の御指導御鞭撻をお願い申しあげる次第であります。

日本のガスタービンは，まず航空用においてその地位を確立して参りました。我国の，ここ１，２年の動きを見ますと，昭和60年には，「ＸＦ３エンジン」を搭載した防衛庁の中等練習機ＸＴ－４と，「ＦＪＲ710 エンジン」を搭載した科学技術庁航空宇宙技術研究所の実験機飛鳥が共に初飛行に成功しました。また昭和61年初めには，日本が参加している米英独伊との５ケ国共同開発によるＶ2500エンジンの試運転に成功いたしました。このように，我国の航空用ガスタービンの技術は，ライセンスによる生産技術の習得から自主技術による開発段階にこぎつけ，更に念願の国際舞台での活動も出来得るところまで成長してまいりました。

一方，産業用に目を向けますと，100万kW級の大型のガスタービン／蒸気タービン複合サイクル発電所が，昭和60年から東北電力東新潟火力発電所で，また昭和61年から東京電力富津火力発電所で，すでに運用されております。更に，ムーンライト計画で開発が進められてきた高効率がスタービンは東京電力袖ケ浦発電所で試験運転が進められております。また，中・小型用の分野でも非常用の他，電気・熱併給のコージェネレーションシステムとして実用化が広がりつつあります。これは今までのガスタービンのイメージから，より一般ユーザーに身近になった使われ方ではないかと思います。

自動車用ガスタービンはまだ実用化されていませんが，ガスタービンの仲間とも言えるターボチャージャがすでに乗用車に多く使用され若者の心をとらえているのは皆様御承知の通りであります。

以上はガスタービンの現状の一例でありますが，このように我国におけるガスタービンの存在は，その技術の着実な向上に伴ない，国際化され，また身近になってきております。そうした背景があるからこそ国際ガスタービン会議も，'71年，'77年，'83年に続いて第４回目の東京大会を我国で開催し，世界に貢献することができるようになったものであると考えます。これもひとえにガスタービンの発展に尽されてきた会員諸兄の努力の賜物と考えます。

本年10月に行われる国際ガスタービン会議東京大会には，120編を越える内外の論文が集っているときいておりますが，多くの皆様の参加を得て，有意義な会議になることを大いに期待しております。

ガスタービンは申すまでもなく，流体力学，熱力学，機械力学，材料力学等をはじめ材料技術も含めた総合工学の産物であるとともに，最近のコ

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ンピュータの高速・大容量化に伴なう数値流体力学の発展，レーザによる非接触計測法の応用，セラミックスをはじめとする新素材の開発，オプト／エレクトロニクスの制御システムへの応用等々を考えるまでもなく多くの技術にも支えられております。

従って，ガスタービンの発展のためには据野の広い，多くの技術分野の高度技術の統合化が必要であります。逆に申しますと，ガスタービン技術の高度化をはかることは他分野への波及効果もきわめて大きいものがあります。

本学会がガスタービンに関連する多くの技術者，研究者の情報交換の場となるよう，尚一層の前進をはかるつもりでありますのでよろしくお願い申しあげます。

終りに，佐藤会長をはじめとする第11期の役員のみなさんのご苦労に心から感謝申しあげて会長就任の挨拶と致します。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

論説・解説　ターボチャージャ特集号発刊にあたって

編集委員長　森　下　輝　夫（船舶技術研究所）

技術に疎い人にガスタービンのことを説明するとき，先ず最初にジェット旅客機のエンジンと同じだと言うとたいてい判った顔をしてくれます。

ターボチャージャについても，現在では「ターボ車の…」といえば話が通じるようです。このことはターボチャージャがレシプロエンジンを使うほとんど全ての分野に普及していることの現れでもありましょう。

ターボチャージャは先ず航空用でその威力を示しました。前の大戦末期に遥か高空を日本の戦闘機をよせつけず悠々と飛ぶアメリカのB29爆撃機の姿を見たことのある，いま年配の技術者は排気ターボ過給機の威力に強い印象をもっている筈です。それから半世紀近い現在，ターボチャージャは大きな舶用から手のひらに乗るくらいの小型自動車用まで広い分野にかつ大量に進出しました。さらに熱機関の分野以外にもその利用が図られるに至っております。

本学会はガスタービンと過給機を主な対象にしております。今回多くの方々のご協力を得て，このように発展したターボチャージャの現状を展望しこれからの動向を考えていただくために，この特集号を編集いたしました。

ターボチャージャの広範な普及はなんと言ってもターボチャージャ自体の効率向上によります。舶用大型2サイクルディーゼル機関の50％という現用熱機関で最高の熱効率も，高効率ターボチャージャなしには到底達成できない性能であります。

陸・舶用ディーゼル機関にひろく使用されているこのような高性能ターボチャージャは最新の流体力学的研究の成果を取り入れた設計技術と5軸同時NC加工機の駆使など製造技術の進歩によって実現したものであります。

現在ひじょうに多くの量が製造され，今後益々増えると予想される自動車用ターボチャージャは過給機の一方の雄であります。極めて小型のターボ機械に特有な流体力学的問題および構造上の問題の克服，大衆用として十分な耐久性の確保，高い加速レスポンスなど自動車特有の課題が追求されております。

こうしたことは本文中で縦横に論じられております。過給機を完全に論じるには，エンジン本体にも言及すべきかもしれませんが，今回は紙面の制約もあってターボチャージャ単体を中心にしました。できるだけ広い利用分野を取り上げるように努めましたので，各利用分野毎のターボチャージャに対する要求とそれへの対応のされ方はよくお判りいただけると思います。

技術用語の使い方はそれぞれの分野の慣例を尊重しました。多少気になる点もあるかもしれませんが，ご容赦をお願いいたします。

この特集号は第11期編集委員会の中に設けられた特集号担当小委員会〔岩井益美理事（トヨタ自動車），伊藤高根理事（ニッサン自動車），井上誠（小松製作所），杉山晃（三菱重工），武藤実（川崎重工）各委員〕が中心になって企画し，編集委員各位のご協力によりまとめられたものであります。ご努力に深く感謝いたします。

最後に，貴重な原稿をお寄せいただいた執筆者の方々に厚くお礼申し上げます。

（昭和62年5月15日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

論説・解説 ターボチャージャの動向

特集号担当小委員会

「ターボ」という言葉が日常会話の中でも使用されるようになってきた。昨年の我が国のターボチャージャ生産台数は120万台を越えた。ターボ機械の生産台数が年産100万の大台を越えたのは，高速型ではターボチャージャが最初であろう。この成果がガスタービン発展へ向けての確かなステップになることを期待しながら「ターボチャージャ特集」の編集に当ってきた。

ターボ機械は大型機ほど効率的に有利である。ターボチャージャの実用化も日本では舶用ディーゼルエンジンから始まった。1960年代の前半は造船ブームの時代であった。当時すでに「出力」とは過給エンジンの出力を意味し，無過給エンジンの出力はわざわざ「ナマの出力」と呼んで区別されていた。

「ターボ」という言葉の普及には自動車の貢献が大であるが，ターボチャージャの自動車への実用化は比較的新しい動向である。

1977年にGM社がRegal Sports Coupeにターボを搭載して市場に出したことが，我が国への大きなインパクトとなり，2年後の1979年にはターボ車の国内販売が開始された。しかし量的には未だ年間600台の販売に過ぎなかった。其の後8年間，ターボ車は急激な発達を示し，昨年のターボ車台数はついに100万の大台を越えるに至った〔図1〕。

1986年の内訳は，軽自動車が78万台，乗用車が39万台，大型車が2.7万台となっている〔表1〕。

ターボ車全体では120万台，全体の21%をターボ車が占める状況である。この120万台は車輌の台数であり，ツインターボの車輌も含まれていることを考えると昨年のターボチャージャの生産台数は130万台を越えているものと推定される。

ガスタービン学会の統計によると，この年の大型ターボチャージャ（インペラの外径100㎜以上）の生産台数は3900台であり，ターボチャージャの普及に対する自動車のインパクトがきわめて大きいものであることが解る。

アメリカでは100ドルエンジニヤ，10セントエンジニヤという単語があり，前者は航空機のそして後者は自動車の技術者を指すとのことである。状況は日本でも似ており，自動車の技術者は10円単位のコスト意識を持っている。

今ターボチャージャが，コストに敏感な自動車技術者に受入れられていることは，ターボ機械が魅力ある価格で量産できる生産技術が確立されてきたことを意味する。この生産技術が今後のガスタービンの発展に大きく寄与することを期待したい。

ターボ機械は計算に乗り，相似則が成立する機械であると考えられてきた。モデル試験によって得られた特性は無次元値で扱われることが多い。一般にモデル試験では，駆動動力・計測精度の両面より，例えばインペラ径では200～300㎜精度のサイズが使用されるのが普通である。

一方自動車用ターボのインペラ径は殆んどが100㎜以下であり，小さいものは40㎜を割り回転数も20万rpmを越える。インペラの翼数も8枚，

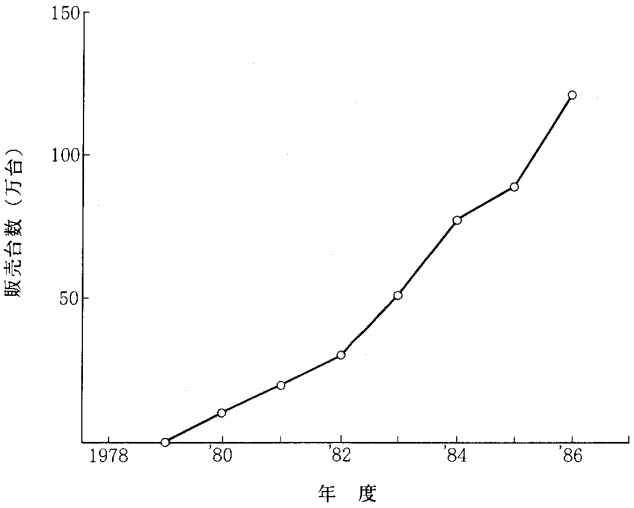


図1. ターボ車販売台数

（昭和62年5月22日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04

表1. ターボ車の動向[1]

（単位：万台）

		'79	'80	'81	'82	'83	'84	'85	'86
軽自動車	ターボ車	0	0	0	0	15.1	45.2	57.8	78.2
	全体	90.9	111.1	136.1	140.1	144.5	150.0	154.9	163.6
	比率(%)					10.5	30.1	37.3	47.8
乗用車（含 小型トラック）	ターボ車	0.06	10.6	19.9	29.8	34.5	29.1	28.2	39.3
	全体	408.3	382.0	374.1	377.5	383.3	381.7	386.7	393.0
	比率(%)	0.02	2.8	5.3	7.9	9.0	7.6	7.3	10.0
大型車（大・中型トラック,バス）	ターボ車	－[2]	－	－	－	1.50	2.94	2.65	2.72
	全体	17.6	13.9	11.9	11.4	12.1	12.6	12.4	12.7
	比率(%)					12.4	23.3	21.3	21.3
合計	ターボ車	－	(10.6)[3]	(19.9)	(29.8)	51.1	77.2	88.6	120.2
	全体	516.7	507.0	522.2	529.1	539.9	544.3	553.9	569.3
	比率(%)	－	2.1	3.8	5.6	9.5	14.2	16.0	21.1

注：(1) ダイハツ工業・トヨタ自動車・日野自工各社の御協力により作成
(2) －は不明　(3) (　) 内は概算値

10枚と少ない。このような超小型のターボ機械に対しては，サイズの影響を無視した従来の相似則的アプローチのみでは扱いが困難なように思われる。Re数の影響といったことで扱いきれるものかどうか，いずれにしてもサイズの影響を導入した形での設計技術の確立が必要となってきている。

ガスタービンが今1つ普及できない理由に熱効率とコストの問題がある。今から約20年前，インペラ径750 ㎜の舶用大型ターボチャージャの総合効率は55～58%であった。今ではインペラ径60㎜の自動車用ターボチャージャがこの効率を達成している。セラミック材料，abradable schroudの採用等により小型ターボ機械の効率は今後も着実な向上が期待できる。コスト面でも生産技術者の努力により自動車に実用化できるレベルが達成された。

ターボチャージャの自動車への普及をバネに，我が国のターボ機械，そしてガスタービンが近い将来大きく発展することを期待したい。

（以　上）

論説・解説

ターボチャージャ雑感

千葉工業大学　水　町　長　生

今回ターボチャージャ特集号が発刊されるに際し，ターボチャージャ雑感を書くことになったが，それぞれのターボチャージャの技術的な面については，各分野毎に執筆されるので，こゝではターボチャージャが，このように発達するに至った背景を考え，またターボチャージャの発達が及ぼす影響等について考えたい。著者の独断にわたる点が多いことを予めご諒承賜りたい。

（昭和62年4月21日原稿受付）

1. もちつもたれつ

ターボチャージャの歴史は古い。19世紀の終り

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

表1. ターボ車の動向[1]

（単位：万台）

		'79	'80	'81	'82	'83	'84	'85	'86
軽自動車	ターボ車	0	0	0	0	15.1	45.2	57.8	78.2
	全体	90.9	111.1	136.1	140.1	144.5	150.0	154.9	163.6
	比率(%)					10.5	30.1	37.3	47.8
乗用車（含 小型トラック）	ターボ車	0.06	10.6	19.9	29.8	34.5	29.1	28.2	39.3
	全体	408.3	382.0	374.1	377.5	383.3	381.7	386.7	393.0
	比率(%)	0.02	2.8	5.3	7.9	9.0	7.6	7.3	10.0
大型車（大・中型トラック,バス）	ターボ車	－[2]	－	－	－	1.50	2.94	2.65	2.72
	全体	17.6	13.9	11.9	11.4	12.1	12.6	12.4	12.7
	比率(%)					12.4	23.3	21.3	21.3
合計	ターボ車	－	(10.6)[3]	(19.9)	(29.8)	51.1	77.2	88.6	120.2
	全体	516.7	507.0	522.2	529.1	539.9	544.3	553.9	569.3
	比率(%)	－	2.1	3.8	5.6	9.5	14.2	16.0	21.1

注：(1) ダイハツ工業・トヨタ自動車・日野自工各社の御協力により作成
(2) －は不明　(3) (　) 内は概算値

10枚と少ない。このような超小型のターボ機械に対しては，サイズの影響を無視した従来の相似則的アプローチのみでは扱いが困難なように思われる。Re数の影響といったことで扱いきれるものかどうか，いずれにしてもサイズの影響を導入した形での設計技術の確立が必要となってきている。

ガスタービンが今1つ普及できない理由に熱効率とコストの問題がある。今から約20年前，インペラ径750 ㎜の舶用大型ターボチャージャの総合効率は55～58%であった。今ではインペラ径60㎜の自動車用ターボチャージャがこの効率を達成している。セラミック材料，abradable schroudの採用等により小型ターボ機械の効率は今後も着実な向上が期待できる。コスト面でも生産技術者の努力により自動車に実用化できるレベルが達成された。

ターボチャージャの自動車への普及をバネに，我が国のターボ機械，そしてガスタービンが近い将来大きく発展することを期待したい。

（以　上）

論説・解説

ターボチャージャ雑感

千葉工業大学　水　町　長　生

今回ターボチャージャ特集号が発刊されるに際し，ターボチャージャ雑感を書くことになったが，それぞれのターボチャージャの技術的な面については，各分野毎に執筆されるので，こゝではターボチャージャが，このように発達するに至った背景を考え，またターボチャージャの発達が及ぼす影響等について考えたい。著者の独断にわたる点が多いことを予めご諒承賜りたい。

（昭和62年4月21日原稿受付）

1. もちつもたれつ

ターボチャージャの歴史は古い。19世紀の終り

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

に，Dr. Rudolf Diesel がディーゼル機関を製作してから，数年後1901年に既にDr. Dugald Clarkが2サイクル機関の過給実験を行っており，その後Junkers 社やSulzer社等で研究が行われた。しかしターボチャージャについての最大の貢献者の一人は，Dr. Alfred J. Büchi である。彼は1905年に4サイクル・ディーゼル機関を排気ガスタービンを使って過給することを提案し，1911年に実際に製作して実験を行い，その後Sulzer社で製作されている。しかし最初は静圧方式であったため不成功に終った。当時のブロワーやタービンの効率は低く，総合効率が低くかったため当然なことゝ思われる。そこで彼は排気のパルス・エネルギをそのまゝタービンに利用し，それにより機関の背圧を下げることにより，ターボチャージャ付きディーゼル機関の製作に成功した。これがBüchi方式で，現在の動圧過給である。彼はこの方式で問題になる多シリンダ機関の排気ガスの排気管内における圧力波の干渉の研究を行い，これを避けるために，シリンダの爆発順序によって，排気管を数群に分ける方式を考案している。これによってエンジン出力を30～40%増加させることに成功した。1926年のことで，今から60年前に現在の動圧過給の基本的な考え方を示している。当時はコンピュータもなく，測定方法も十分でなかったと想像されるが，うまく成功したもので，ターボチャージャの先駆者Dr. Büchiに敬意を表したい。ディーゼル機関のターボ過給は，ガスの温度がガソリン機関に較べて低いので，その後順調に普及して行った。

一方ガソリン機関は，自動車用機関として多数製作されるようになったが，自動車用機関としては，それ程過給の必要性はなかった。一方ガソリン機関を搭載した飛行機が1902年にライト兄弟によって初飛行に成功して以来，ガソリン機関の性能は飛行機用機関を中心として研究が進められた。第1次大戦で飛行機が軍用に使用され，航空用ガソリン機関の研究は非常に促進された。しかし飛行機用機関としてのガソリン機関の欠点は高々度において出力が低下することである。この高空性能の改善のため，ルーツブロワーや遠心圧縮機で過給することが行われた。しかしガソリン機関の排気温度が高いため，排気ガスタービンは実用化されず，専らクランク軸から歯車で増速して駆動する機械駆動であった。

航空用排気タービンで忘れてならないのは，Dr. Sanford A. Mossである。彼は第1次世界大戦中の1918年にフランスのタービン技術者Rateauの協力を得て，航空発動機用排気ターボチャージャを製作している。最初のターボチャージャはDe Laval Steam Turbine Co. のタービンを用いて，米国のGeneral Electric社で製作された。このターボチャージャはLiverty Engineに搭載され，14,000 ft の山頂で高空性能試験が行われている。しかし航空用エンジンの排気ガス温度は900℃以上になり，当時の耐熱材料の技術をもってしては，このような高温度で使用できる耐熱材料を得ることができず，航空発動機用ターボチャージャの進展はあまりなかった。現在のガスタービンも高温度ガスを使用すれば，高性能のガスタービンが得られることがわかっていても，結局はタービンに使用できる材料によって，性能向上が制限されていることと同じである。

航空用ターボチャージャは性能的には優れていることが判っていても，主として前述のタービン羽根用の耐熱合金が得られないために，専らクランク軸からの歯車増速による機械駆動であった。高々度用としては，中間冷却およびアフタークーラーを使用する2段過給が行われた。しかしこの方式には，正規高度では絞り弁を全開し，最大出力を出すが，それ以上の高度では出力が低下し，また正規高度以下では，エンジンの熱負荷が過大になるのを避けるため，絞り弁を絞りブースト一定の運転を行うため，低高度になるに従い，エンジンの背圧が上り，エンジン出力は正規出力より減少するという欠点があった。

この欠点を改善する方法が排気タービンによる過給機駆動すなわちターボチャージャであった。排気タービンで過給機を駆動すると，正規高度以下でもエンジン出力は低下することなく，返って出力は増大し，また正規高度以上の高々度においても，出力の低下は僅かである長所があった。また燃料消費率は機械駆動に較べて10～15%よくなることが判っていた。

排気タービン駆動過給法には，以上のような特長があることが判っていても，実用化されなかっ

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

たのは，矢張りタービン用材料であった。この問題の解決の大きなモーメントになったのは，第2次世界大戦であった。軍事的要求から高度10,000m以上を飛ぶことが要求され，このためには，どうしても排気タービン駆動過給法によらざるを得なかった。この問題解決のため，各国で懸命の努力がなされたが，その先鞭をつけたのがアメリカであった。アメリカは前述のMossの排気タービンを手がけたGeneral Electric社が，排気ターボチャージャを完成し，先ずB－17，B－24，B－29等の爆撃機，またP－38の戦闘機に装備され，大平洋戦線に参加してきた。日本はこの排気タービンの開発に遅れをとり，日本の航空機の高空性能がアメリカ機に劣ることとなり，制空権をアメリカにとられ，終戦を迎えることになった。

第2次大戦中に，英，独，日等でジェット・エンが開発され，戦後ジェット・エンジンが急速に進歩し，従来のレシプロ・エンジンにとって変ることになるが，私はこのジェット・エンジンの進歩は，それ迄に築かれた排気タービン技術の進歩に負う所が大きいと思う。排気ターボチャージャに使用された圧縮機，タービンの設計技術やタービン用の耐熱合金技術の上に，ジェット・エンジンが成功したのである。その後ジェット・エンジンが急速な進歩を逐げ，その成果は一般用ガスタービンの発達を促進した。ジェット・エンジンおよびガスタービンの進歩は，圧縮機およびタービンの流体力学的進歩，耐熱材料の進歩，軸受や高温度高速回転機の設計法の進歩および工作法の進歩等に負う所が多い。ジェット・エンジンやガスタービンに関するこれらの技術開発の成果は，ターボチャージャに応用され，ターボチャージャの進歩に貢献した所は大きい。以上のようにターボチャージャの成功が先ずジェット・エンジンの開発，引続いて一般用ガスタービンの開発に貢献し，ジェット・エンジンおよびガスタービンの進歩は，又ターボチャージャの進歩に貢献し，ターボチャージャとガスタービンは，もちつもたれつの進歩をしたと見ることができる。

2. 小型ターボチャージャ

最近はオートバイや数百ccの乗用車用エンジンにまでターボチャージャが使用されるようになった。この小型ターボチャージャは勿論ラジアルタービンが開発された結果によるものである。

ラジアルタービンは，約60年前からDe Laval Steam Turbine Co.で蒸気およびガスを使用するラジアルタービンが研究試作されており，500～2500馬力の蒸気タービンおよび排気ガスタービンとして使われていた。また第2次大戦前から，Brown Boveri，Daimler BenzやDVLなどでは排気ガスタービン用として，ラジアルタービンを研究していた。第2次大戦中ドイツでは遠心ブロワーの出口から高圧空気を送入して，ブロワーをタービンとして駆動する研究なども発表されている。また世界最初のジェット・エンジンとして有名なドイツのHeinkel Sb-3型ジェット・エンジンは，遠心圧縮機とラジアルタービンを用いていた。その他空気液化装置の寒冷発生用のターボ膨張機として，ラジアルタービンが使用されていた。1939年に発表されたP. Kapitzaの液体空気製造用のラジアル・ターボ膨張機は有名である。

私は終戦後，外国から伝わってくる情報で，ラジアルタービンについて，以上のような情報を知り，非常に興味をもった。計算してみると，比速度が非常に小さいタービンが得られることを知り，これと遠心圧縮機を組合せてガスタービンを作ると，数十馬力の優秀なガスタービンが得られることが判った。私は昭和23年頃からラジアルタービンの研究に着手し，引続き現在までラジアルタビンの研究を行っている。当時はガスタービンは数千馬力以上の大型ガスタービンに適しており，開発の中心は大型ガスタービンであって，数十馬力の小型ガスタービンに関心を持つ人は殆んどなかった。私は敢えてラジアルタービンを使用する小型ガスタービンの研究をとり上げたが，最近のラジアルタービンを使用するターボチャージャの普及ぶりや，APUや自動車用等の小型ガスタービンの進歩を見る時，喜びにたえない。間もなく高性能ラジアルタービンの開発と共に，ラジアルタービンは先ず100～200馬力のディーゼル機関用のターボチャージャに応用され，多量に生産されるようになった。昭和30年代の初め頃，韓国が黄海や日本海に李承晩ラインという漁業専管区域を設定し，日本漁船をしめ出したことがある。このため多数の日本漁船が韓国に拿捕されるという事

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

件がおきた。日本漁船が拿捕を免れるためには，エンジンの馬力を増大させ，高速で逃げるより他になかった。エンジンをそのままにして，馬力を上げることが漁民から強く要望され，そのため排気タービンで過給する方法がとられた。かくして100～200馬力級の漁船用ディーゼル機関のターボチャージャを作ることが必要になった。丁度その頃わが国でラジアルタービンを用いた小型ターボチャージャが生産されるようになり，早速漁船用ディーゼル機関に小型ラジアルターボチャージャが多数生産されるようになった。以上は当時石川島芝浦タービンで小型ターボチャージャの開発に従事されていた稲葉興作氏（現ＩＨＩ社長，ＧＴＳＪ会長）の話である。韓国の李承晩ラインが日本の小型ターボチャージャの開発に寄与する形になった。これは筆者の独断である。

3. 自動車用ターボチャージャ

自動車用ターボチャージャの中で，特に乗用車用ターボチャージャーが急激に普及した。直径30～40㎜のブロワーやタービンのローターで，流力性能もよい。特に自動車のように広範囲な運転が行われる場合，ブロワーの使用範囲が広いことが必要であるが，最近のブロワーはサージ領域が狭く，高効率の範囲も広くなった。また薄肉構造で軽く，慣性質量も小さい。これは電算機の使用により，流線解析や強度解析が十分行われるようになった結果である。軸受の進歩も大きい。又工作法特に高温および高速回転体の多量生産技術の進歩に負う所が大きい。

筆者はかつて昭和30年代の初め，乗用車用ガソリン機関用のターボチャージャの研究を行ったことがある。ねらいは出力向上，低速トルクの増大および燃費の改善であった。1500ccガソリン機関用の実験用ターボチャージャを設計し，エンジン試験を行い，十分目的を達することができたが，問題は生産コストであった。当時エンジン１台の生産コストは約10万円で，ターボチャージャは１台約３万円であった。エンジンに対してターボチャージャのコストは余りにも高く，研究を中止せざるを得なかった。最近の設計の進歩や生産方法の進歩により，優秀なターボチャージャが，コストも安く生産され，わが国においても，年産百万台以上のターボチャージャが生産される現状を見る時，30年前を思い，隔世の感がある。

従来レシプロエンジンが主力であった自動車技術者はターボ機械に対して，非常に慎重であったようだ。そのためターボ機械に対して理解を得ることが容易でなかった。しかしレシプロエンジン用のターボーチャージャーが実用化され，ターボ機械が自動車部品として安心して使用できることがわかり，またターボ機械の多量生産方式も開発され，自動車技術者のターボ機械に対する認識がかなり得られたのではなかろうか。自動車用ガスタービンは長い間開発が行われ，現在まだ燃費が多い等の理由のため，実用化されないでいるが，自動車用ターボチャージャーの実用化が自動車用ガスタービンの開発促進に対する第１のインパクトとなり，また最近のセラミックスの進歩が第２のインパクトとなって，自動車用ガスタービンの開発が一段と加速され，実用化されることを期待したい。

論説・解説

航空機用ターボチャージャ

㈱ギャレット ターボ 鈴木年雄

（昭和62年４月27日原稿受付）

1. 概　要

航空機用ターボチャージャーとは航空機用レシプロエンジンに使われるターボチャージャーであ

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

件がおきた。日本漁船が拿捕を免れるためには，エンジンの馬力を増大させ，高速で逃げるより他になかった。エンジンをそのままにして，馬力を上げることが漁民から強く要望され，そのため排気タービンで過給する方法がとられた。かくして100～200馬力級の漁船用ディーゼル機関のターボチャージャを作ることが必要になった。丁度その頃わが国でラジアルタービンを用いた小型ターボチャージャが生産されるようになり，早速漁船用ディーゼル機関に小型ラジアルターボチャージャが多数生産されるようになった。以上は当時石川島芝浦タービンで小型ターボチャージャの開発に従事されていた稲葉興作氏（現ＩＨＩ社長，ＧＴＳＪ会長）の話である。韓国の李承晩ラインが日本の小型ターボチャージャの開発に寄与する形になった。これは筆者の独断である。

3. 自動車用ターボチャージャ

自動車用ターボチャージャの中で，特に乗用車用ターボチャージャーが急激に普及した。直径30～40㎜のブロワーやタービンのローターで，流力性能もよい。特に自動車のように広範囲な運転が行われる場合，ブロワーの使用範囲が広いことが必要であるが，最近のブロワーはサージ領域が狭く，高効率の範囲も広くなった。また薄肉構造で軽く，慣性質量も小さい。これは電算機の使用により，流線解析や強度解析が十分行われるようになった結果である。軸受の進歩も大きい。又工作法特に高温および高速回転体の多量生産技術の進歩に負う所が大きい。

筆者はかつて昭和30年代の初め，乗用車用ガソリン機関用のターボチャージャの研究を行ったことがある。ねらいは出力向上，低速トルクの増大および燃費の改善であった。1500ccガソリン機関用の実験用ターボチャージャを設計し，エンジン試験を行い，十分目的を達することができたが，問題は生産コストであった。当時エンジン１台の生産コストは約10万円で，ターボチャージャは１台約３万円であった。エンジンに対してターボチャージャのコストは余りにも高く，研究を中止せざるを得なかった。最近の設計の進歩や生産方法の進歩により，優秀なターボチャージャが，コストも安く生産され，わが国においても，年産百万台以上のターボチャージャが生産される現状を見る時，30年前を思い，隔世の感がある。

従来レシプロエンジンが主力であった自動車技術者はターボ機械に対して，非常に慎重であったようだ。そのためターボ機械に対して理解を得ることが容易でなかった。しかしレシプロエンジン用のターボーチャージャーが実用化され，ターボ機械が自動車部品として安心して使用できることがわかり，またターボ機械の多量生産方式も開発され，自動車技術者のターボ機械に対する認識がかなり得られたのではなかろうか。自動車用ガスタービンは長い間開発が行われ，現在まだ燃費が多い等の理由のため，実用化されないでいるが，自動車用ターボチャージャーの実用化が自動車用ガスタービンの開発促進に対する第１のインパクトとなり，また最近のセラミックスの進歩が第２のインパクトとなって，自動車用ガスタービンの開発が一段と加速され，実用化されることを期待したい。

論説・解説

航空機用ターボチャージャ

㈱ギャレット ターボ 鈴木年雄

（昭和62年４月27日原稿受付）

1. 概　要

航空機用ターボチャージャーとは航空機用レシプロエンジンに使われるターボチャージャーであ

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

り，通常はエンジンを過給するばかりではなく航空機の室内も同時に加圧する。量産用としてターボチャージャーが軍用機以外のものに採用されたのは1962年モデルのベル社の47G－3B型ヘリコプターとセスナ社の320型小型飛行機が最初である。この2機種で航空機用ターボチャージャーの実用性と信頼性が証明され1963年以降その実用が急速に拡大していった。

過去10年間に共産圏を除いた全世界で約6万台の航空機用レシプロエンジンが生産され，その内約1万6千台にターボチャージャーが使用されている。その内のかなりのものは1台のエンジンに2台のターボチャージャーを使用しているので，ターボチャージャーの台数としては約2万2千台程度である。最近は航空機用レシプロエンジンの生産はあまり多くなく年間約1500台程度であり，その約30％にターボチャージャーが使われている。ターボチャージャーの装着率は除々に増えている。以前はギャレットとレジャイが60対40程度の割合でシェアを2分していたが，レジャイがギャレットの傘下になった現在ではギャレットが100％のシェアを持っている。

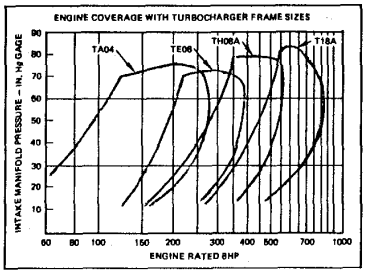
2. ターボチャージャーの仕様

ギャレットには航空機用としてTA04，TE06，TH08A，T18Aの4型式がありその寸法と性能特性は図1のようになっている。

MODEL	A	B	C	D	E	F	G	H	WEIGHT (LBS)
TA04	7.85	1.49	8.23	6.28	3.00	4.35	8.72	6.20	15
TE06	11.03	2.64	12.18	5.32	2.99	4.50	10.53	8.80	32
TH08A	9.77	2.29	6.58	8.50	4.25	4.63	10.12	8.50	38
T18A	10.24	2.20	10.74	9.25	4.25	5.75	11.82	10.00	43

DIMENSIONS ARE IN INCHES

Performance



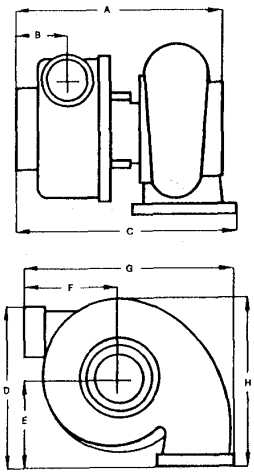


図1

タービン羽根やハウジングは高温での信頼性を高める為にインコネル材やニレジスト材その他の合金が使われ，製造工程において主要部品はX線を含めた各種非破壊検査にて二重三重に厳しく品質が管理されているといったような違いはあるが，ターボチャージャー本体の構造は乗用車やディーゼルエンジン用に使われているものと全く同じである。

3. エンジンとターボチャージャーのマッチング

航空機用レシプロエンジンにターボチャージャーをつける場合，過給に対して2通りの考え方がある。

一つは，地上では排気ウエストゲートバルブを全開して全く過給せず，高度が上るに従って過給し，地上でのエンジン出力を出来るだけ高空に達するまで（高度5000～6000 m）維持するやり方である。もう一つは，地上において既に若干過給（10～12" Hg程度）し更にその出力を出来るだけ高空に達するまで維持するやり方である。当然の事ながら，後者では前者に比べて高度に対する出力の低下が大きくなる。

4. 過給システム

航空機用過給システムが乗用車用やディーゼル用のものと大きく異なるのは，ターボチャージャー本体の構造ではなくそのコントロールシステムにある。従ってコントロールシステムについて少し詳しく説明する。航空機用ターボチャージャーのコントロールシステムには，簡単なものでは手動式のものからかなり複雑な自動式のものまで使われており，基本的には絶対圧の制御になっている。現在実用として使われているシステムは大別して15種類になる。そのコントロール用には次の機器が多いものでは5種類まで使われている。

1. プレッシャーリリーフバルブ
2. バイパスバルブ（バタフライ式のものとポペット式のものがある）
3. 固定絶対圧（fixed absolute pressure）コントローラー
4. 可変絶対圧（variable absolute pressure）コントローラー
5. スロープト（sloped）コントローラー
6. 圧力比コントローラー
7. 密度（density）コントローラー
8. 差圧（differential pressure）コントローラー
9. デュアル絶対圧/圧力比（dual absolute/

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/03.

absolute pressure ratio)コントローラー
10. レイト(rate)コントローラー
11. デュアル絶対圧/レイトコントローラー
12. ソニックベンチュリー
13. インタークーラー

上記にも述べた様に，これらの制御機器の組合せは，それぞれの目的に合せて現在15種類程実用されているがその内の1つのシステムを図2に示す。このシステムに使われているデュアルコントローラーは，レイトコントローラーと絶対圧コントローラーが一つのハウジング内に納められたものであり両方の機能を備えている。この絶対圧コントローラーがデッキの圧力を感知し，対応する絶対圧と比較し海抜時のエンジン出力を保つ様に排気のバイパスバルブの開閉を制御する。

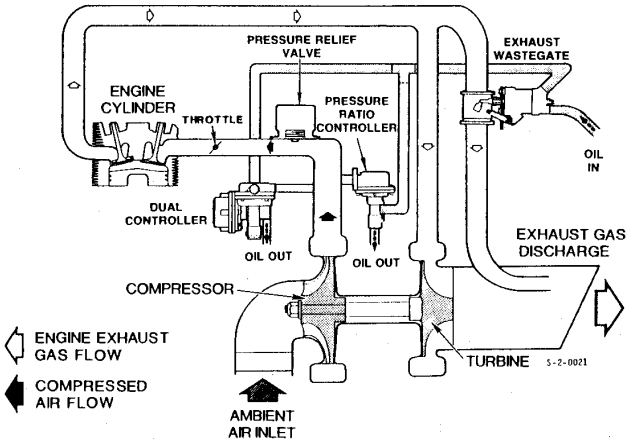


図2

又レイトコントローラーは，デッキの圧力を感知してターボチャージャーのコンプレッサー出口圧が過剰にならないような働きをする。例えば，燃料制御用スロットルを急に開きデッキの圧力が急激に上昇する様な場合，このレイトコントローラーが作動して固定絶対圧コントローラーに打ち勝ちウエストゲートバルブを開く。その結果，コンプレッサーの回転が下がり，結果としてデッキプレッシャーが下がりオーバーブーストを防止する。圧力比コントローラーは高高度での巡航中ターボチャージャーの回転が上がり過ぎない様に制御する。レイトコントローラーがデッキ圧と大気圧を感知し，対応する絶対圧と比較し大気圧に対して出口圧がプリセットされた値を越えた場合，ウエストゲートバルブを開きターボチャージャーの回転を下げる。

プレッシャーリリーフバルブが使われている場合は，デッキ圧の最大値より若干高い圧力で作動するようにセットされ，システムが正常に作動しない場合にオーバーブーストによる故障を防止する。乗用車ターボチャージャーのウエストゲートバルブは通常空気圧によって開閉されているが，図からも判る様に航空機用ではウエストゲートバルブの開閉には油圧が使用されている。

他のシステムの場合でも，使用している機器の組合せは異なるが，制御に対する基本的な考え方は大差無い。即ちコントローラーの型式のいかんにかかわらず，コンプレッサーの出口圧力が不十分であると感知すると，コントローラー内のオイルのバルブが閉じる方向に作動する。するとコントローラーの上流のオイル通路内の油圧が上昇し，ウエストゲートバルブのアクチュエーターが作動し，ウエストゲートバルブが閉じる方向に動く。ウエストゲートバルブが閉じる方向に作動すればタービンへのガス流量が増加し，従ってコンプレッサーの出口圧力が上昇する。逆に，コンプレッサーの出口圧力が過剰の場合にはこの逆作動をする。

数多くのコントロールシステムの内で，どのシステムを選ぶかは，エンジンに対する過給の度合い，航空機室内の加圧の度合の他に，その航空機自体がどの様な使われ方をするかによって大きく異なる。航空機は機種によってそれぞれに性能特性，使用目的，使用方法等がかなり異なる為，理論的な解析に加えて実際の飛行テストによるデーターによって，システムの選択，調整がなされるべきである。

参考文献

ギャレット社各種社内資料

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/01/04.

論説・解説　舶用ターボチャージャ

三菱重工業㈱長崎造船所　野村滋郎

1. まえがき

近年，舶用を中心とした大型のターボチャージャ（以下過給機）の効率向上は目ざましく，最近では効率が70％を超える過給機も出現している。この効率を利用し，ディーゼル機関の熱効率も50％を超えるに至った。この背景には，コンプレッサ，タービン，軸受等の要素技術の向上や工作技術の進歩がある。

過給機効率の向上は本来シリンダ内部のサイクルの改善として燃料消費率の低減に使用されるべきであるが，サイクルの向上も極限に近づきつつあり，燃費低減に貢献する度合が少なくなって来つつある。このため過給機効率向上によって得られる余剰排気エネルギをターボコンパウンド方式によって回収することが実用化された。本文では舶用過給機の技術動向とその余剰エネルギの利用方法につき紹介する。

2. 大型ディーゼル機関の技術動向

舶用過給機の動向はディーゼル機関の技術動向に大きく関わっている。1979年の第2次石油危機より1985年までの石油高価格時代に，省エネルギの強い要求に応えて大型ディーゼル機関の燃料消費率は著しく低下した。図1に三菱UEディーゼル機関の例を示す。6～7年の間に，燃料消費率にて約30グラム，約20％の低減である。

大型ディーゼル機関各社が採用した達成の手段は，1）静圧過給法，2）ユニフロースカベンジング法，3）超ロングストロークであり，機構的に共通である。一方，性能上では高効率過給機の採用が最も効果的に低燃料消費率に役立っている。高効率過給機を使用すれば，より少ない排気エネルギであっても過給機はディーゼル機関が必要とする十分な空気を供給することができる。このため排気弁の開弁時期を遅らせ，シリンダ内の有効ストロークを延ばし，燃料消費率を下げ得る。現在，熱効率50％（燃費で123グラム程度）を超える附近にてシリンダ内サイクルの向上も極限に近づきつつある。

3. 舶用過給機の技術動向

3.1 効率向上

図2に過給機の圧力比の向上例を示す。1979年まではディーゼル機関の高出力化と呼応し過給機の圧力比は急速に上昇した。しかし省エネルギ時代になると質の向上，即ち効率が重視された。図3に効率の向上例を示す。過給機メーカー各社とも次々と新型シリーズを登場させたため，約6～7年の間に効率62％程度から72％程度まで大幅

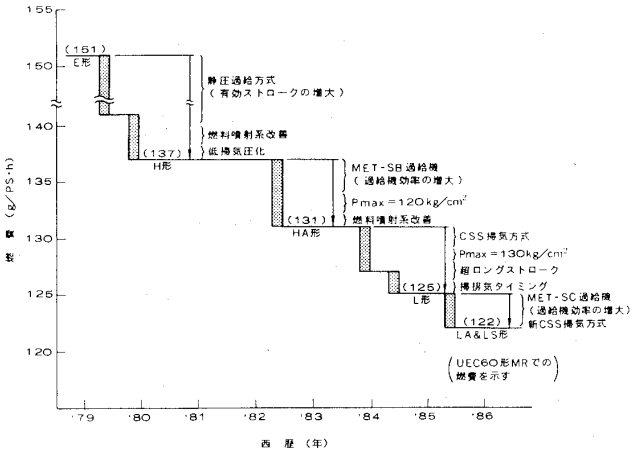


図1　燃料消費率の変遷（三菱UEディーゼル機関）

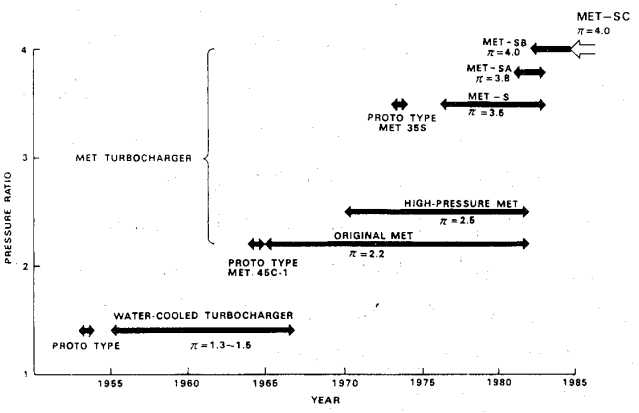


図2　圧力比と変遷（三菱MET過給機）

（昭和62年4月22日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

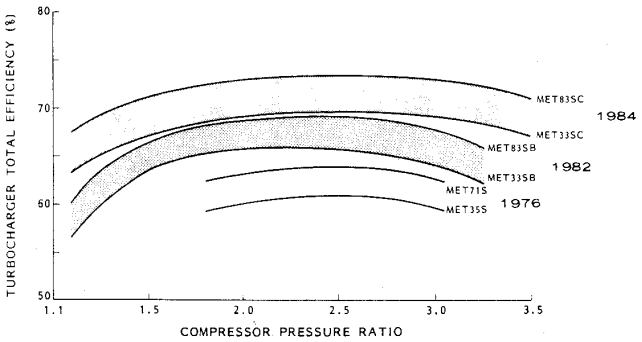


図3　過給機効率の進歩（三菱ＭＥＴ過給機）

な向上を示した。現在各社の最新型過給機はピーク効率が70%前後である。またピーク効率をディーゼル機関の常用出力（圧力比にて約2.5附近）に合せている。効率は圧力比に対してフラットであり，使い易い特性となっている。

3.2　コンプレッサ

コンプレッサは，ディーゼル機関との実作動線上における効率向上と低速域でのサージ特性の改善を目的として次のような変遷をたどって来た。

i）放射状直線翼：1981年以前，羽根車出口角度90度，一般に翼車は前翼と羽根車に分離

ii）後方弯曲翼：1981年以降，羽根車出口角度70～65度，一般に翼車は前翼と羽根車に分離

iii）三次元翼：1984年以降，羽根車出口角度55度附近，羽根車出口部レイク角（背板直角面と羽根厚中心線の傾き角）あり，一般に翼車は一体型

三次元翼は最近における準三次元流れ解析法の進歩と5軸同時制御ＮＣ加工機の活用によって可能となった。従来は工作機械の能力により翼の形状は多くの制約を受けた。しかし現在の5軸同時制御ＮＣ加工機を使用すれば，研究・設計技術者の意図する理想の形状をほぼ満足させる程度に加工できる。ＮＣ加工機のカッタの5自由度動作を考慮して，コンピュータで羽根の形状を造形させる。合せて流れ解析から振動強度解析などをほとんど同時に行う機能化された設計法が使用されている。採用された翼車は設計から工作現場まで，CAD/CAM一貫体制によって製作される。図4は加工中の三次元翼車を示す。

図5は後方弯曲翼（MET−SB）と三次元翼（MET−SC）の流れ解析の例でありMEAN断面

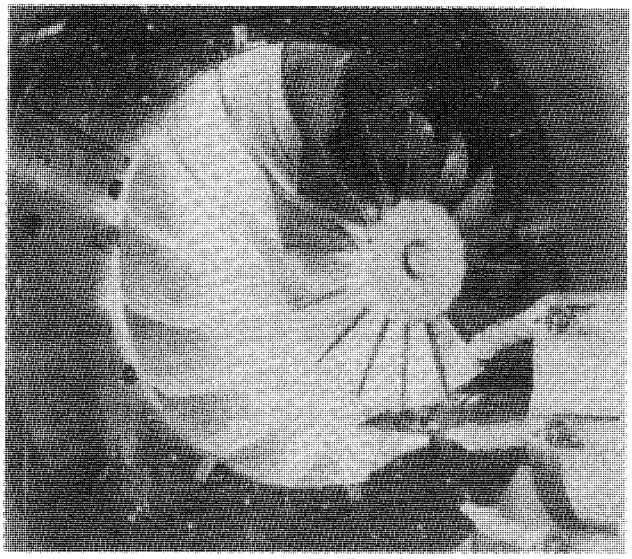


図4　加工中の三次元翼車（ＭＥＴ−ＳＣ）

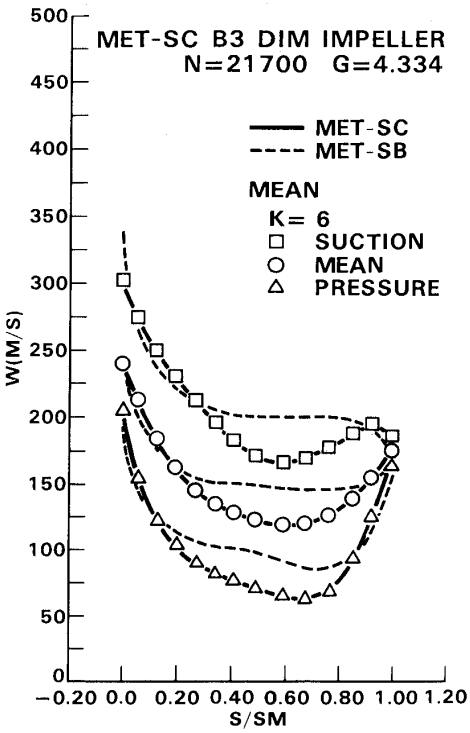


図5　翼面速度分布（Mean断面）

を示す。三次元翼では羽根車入口部の減速率が小さく，この部の流れが慎重に扱われている。また中間部まで減速が進んでいる，出口附近ではより低い最低速域から順次加速されている。[1] 図6には三次元翼の一例としてＭＥＴ33 ＳＣ型のコンプレッサマップを示す。ピーク効率は86%に達し，かつ後方弯曲角度が55度であるためディーゼル機関との実作動線をピーク効率上にとっても十分なサージマージンをとることができる。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/02/04.

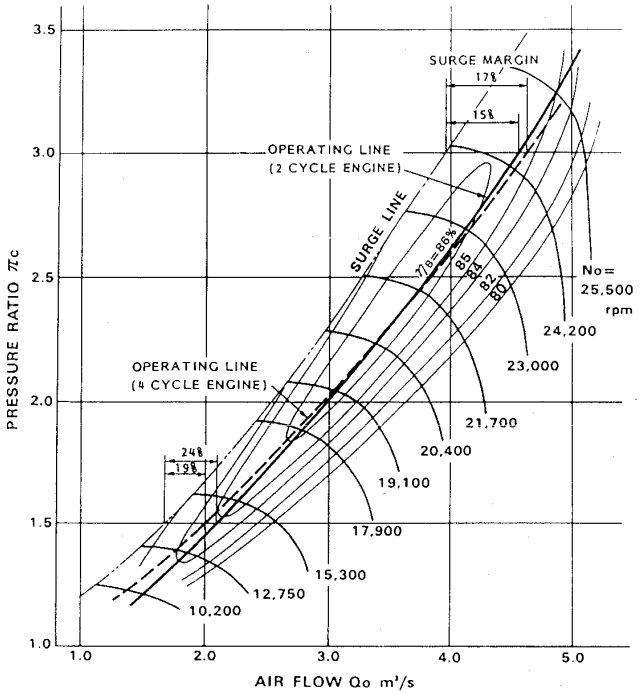


図6　三次元翼コンプレッサマップ（ＭＥＴ－ＳＣ）

3.3　タービン

舶用過給機のタービンは一般に単段の軸流型が使用される。タービン効率も近年著しく向上している。翼列の改善例として，図7にＢＢＣ社のＶＴＲ型過給機のノズル，タービン動翼を示す。[2] ガスは下部より上方に向って流れる。下方にあるノズルでは板ノズルよりプロファイルノズル，更に4Ａ型では改良されたずんぐりした形状となっている。これによりノズルウエークの発生度合が非常に少なくなり，動翼からラッシングワイヤを除くことに役立っている。図7上方にあるタービン動翼についてもプロファイルの改良と4型から4Ａ型では同一形状のブレードを使用しながらタービン軸への取付角度を変えて，反動度をより大きくし，効率ピーク点を低い圧力比側に移動させている。

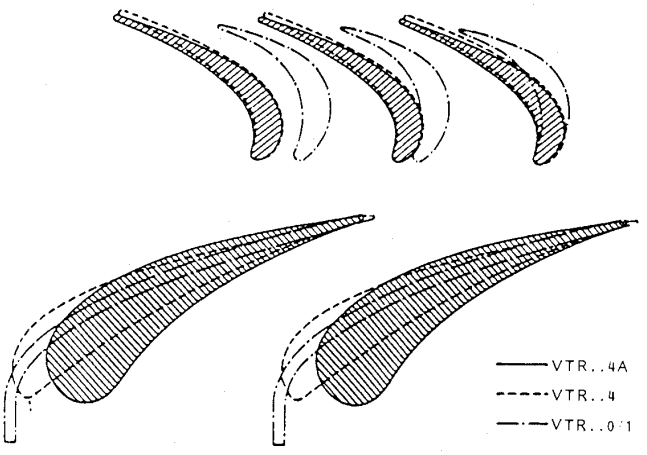


図7　タービンブレード，ノズルの形状比較（ＢＢＣ－ＶＴＲ型）

タービンの内部流れの考え方の例として，三菱重工社の場合は，三次元的に考察しノズル及びタービン動翼の各断面及び配列の最適化を図るコントロールドリアクション手法を用いている。[1]

大型過給機が静圧過給方式で使用される場合，ラッシングワイヤ無しの単独翼とし，効率の向上を計っている例が多い。図8にタービン効率の一例を示す。現在，コンプレッサ外径330㎜クラスの過給機においてタービン効率は87～88％のピーク値を示している。

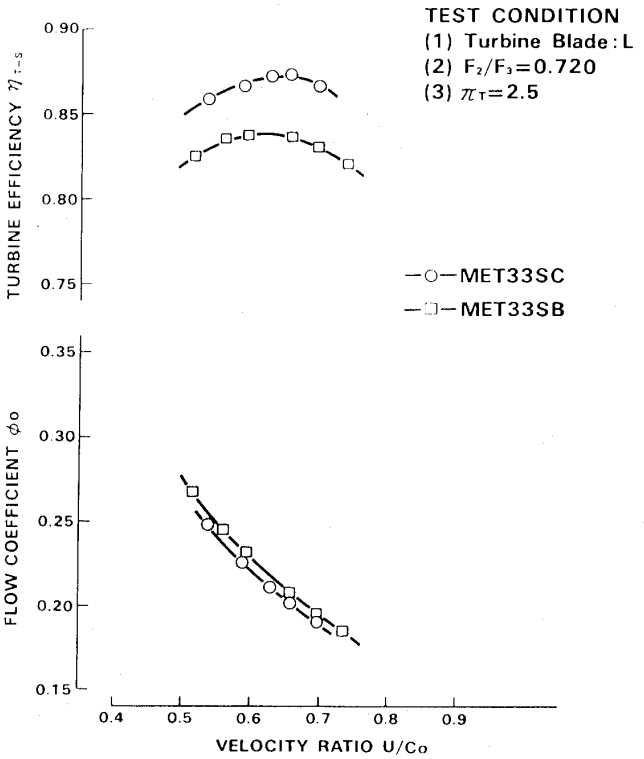


図8　タービン効率

3.4　過給機の構造

舶用過給機では軸受の配置によって構造的に大別しうる。図9は外側軸受配置例であって，ＢＢＣ社のＶＴＲ型過給機である。ジャーナル軸受がコンプレッサ翼車とタービン翼車の外側に配置されている。図10は内側軸受配置例であって，三菱

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

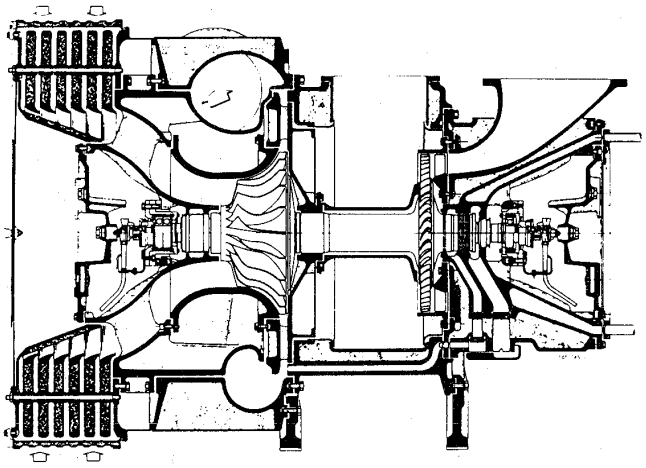


図9　BBC社VTR－4A型過給機

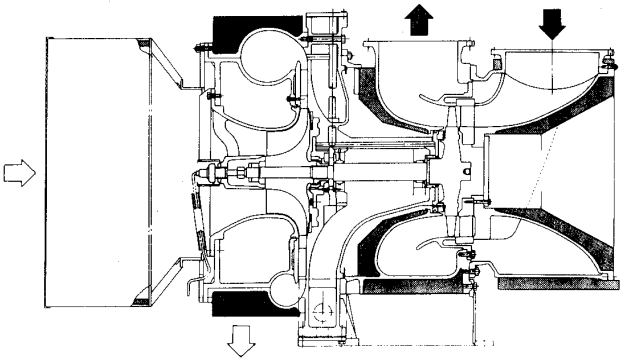


図10　三菱重工　MET－SC型過給機

重工社のMET型過給機である。MAN社のNA型過給機もこの配置である。軸受配置によって過給機構造の本質的なものは決ってしまう。

外側軸受の過給機では大部分がころがり軸受を採用しており，潤滑油系統は簡単な自己給油型である。内側軸受の過給機はすべてすべり軸受を採用しており，外部給油型である。この場合，潤滑油系統を簡単にするために，潤滑油は主機ディーゼルよりブランチをとり共用としている。また外部給油型では停電等の危急時に備えて重力タンクを装備するが，このタンクに特別の工夫をこらし小型化し過給機本体に内蔵しているものもある。

省エネルギ時代にあって，ディーゼル機関の排気ガス中の熱エネルギは排ガスエコノマイザによって回収される。従来，過給機のガス側ケーシングの中には冷却水によって冷却されるものもあったが，現在では大型過給機のガス側ケーシングはいずれも無冷却となっている。無冷却にすれば，硫酸腐食も無く，寿命は半永久的である。

4. 低質燃料油対策

低質燃料油が過給機に及ぼす影響はタービンの汚れ，エロージョン，コロージョンである。

まず，タービンの汚れを少なくするためには，高効率過給機を使用し十分な空気をシリンダ内に送り，良好な燃焼と低い排気温度を確保することが大切である。通常タービン汚れに対しては，運転中に水洗浄又は固形物洗浄を行う。水洗浄を行う場合には主機負荷を下げ，排気ガス温度を規定値以下に下げる必要がある。一方，固形物洗浄の場合には主機負荷を下げる必要はなく，常用負荷の附近で洗浄を行うことができる。固形物としては米，やしがら活性炭，くるみ殻等が使用される。以上の洗浄方法で汚れが除去できぬ場合には，ノズルリングを単独又はノズルリングとタービン動翼とも解放して手作業によって汚れを落す必要がある。

タービンの汚れに対して性能変化の度合を少なくするため，ノズルは等ピッチとし動翼本数を少なくすることも採用されている。

次にエロージョンの問題がある。低質燃料油の中にはエロージョンを起しやすい灰分粒子を多く含むものもある。このためタービン動翼の外周リングやノズルリングにエロージョンが発生することがある。これに対しては，耐摩耗性を向上させた特殊材質の部品をオプションとして使用し，寿命の延長を図っている。

硫酸によるコロージョンは以前に水冷却ガス側ケーシングに多発したが，前述の通りガス側ケーシングを無冷却にすることにより防止された。

5. 余剰エネルギの利用法

過給機効率の向上によって余剰エネルギが生じた場合，ディーゼル機関の静圧排気溜より余剰分に相当する排気ガスを抽出し，パワータービンを駆動させ動力として回収する。このターボコンパウンド方式としていろいろな方法が考えられるが基本的には排気ガスの流れとしてパラレル方式（過給機と別に，パラレルに排ガス通路を設け小型のパワータービンを設置）とシリーズ方式（過給機の主軸から動力をとり出す）に分類される。また動力を電気として取り出すか機械的動力として取り出すか，更に主軸に返すか，船内電力として返すか等いろいろ組合せがある。いずれも一長

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

一短があるので，ニーズに合せて選択すればよい。本文では具体的に実用化された二例を示す。

図11は三菱重工社のスーパーターボ発電システム（ＳＴＧ）である。既に本システムを採用したＶＬＣＣ３隻が就航している。初号機ではディーゼル主機出力22,400 PS（16,500 kw）に対して，パワータービン出力400 kw，蒸気タービン出力1,100 kwである。

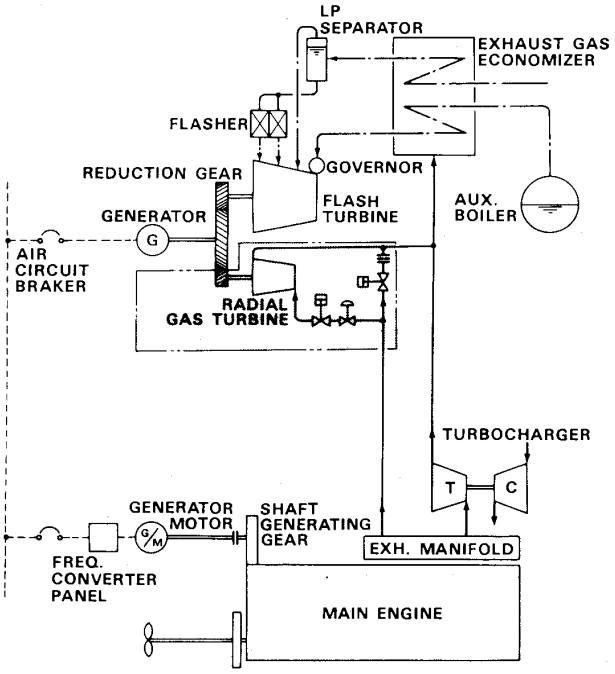


図11　三菱ＳＴＧシステム

ＳＴＧシステムは蒸気タービン発電機及び軸発電装置をもつ大形船に最適である。特徴としては，パラレル方式のためディーゼル主機に対し可変ノズル面積としての効果がある。パワータービンの減速及発電機は蒸気タービンの夫々の部分の容量アップでよい，パワータービンはディーゼル主機とは機械的に結合されていないので軸振動の影響を受けない，余剰電力は軸発電装置を介して主軸に戻す等々である。[3]

図12はSulzer社のEfficiency－Boosterシステムである。この場合は，パワータービンの動力を機械的動力のまま軸に戻している点に特徴がある。排気ガス流れはパラレル方式でＳＴＧシステムと同様に可変ノズル面積としての効果を有する。機構的に最も注意を要するタービン，減速歯車，流体継手はＢＢＣ社のＮＴＣ－４型パワータービンシステムとして極めて小型，軽量にまとめられている。[4]

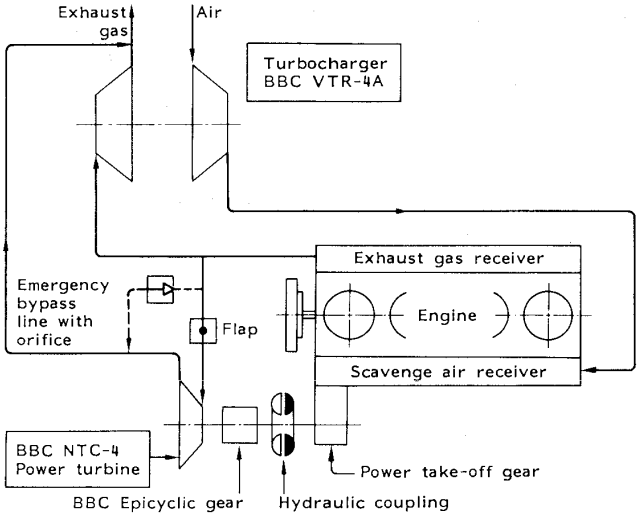


図12　Sulzer社Efficiency－Boosterシステム

6. あとがき

主として今後の動向について述べる。現在，海運・造船業界は世界的規模の構造的な不況下にあって呻吟している。船舶，ディーゼル機関，過給機の生産台数も大幅に減少し，加えて，石油価格も下っているため，省エネルギ機器の開発を行っても投資に対する回収が難しくなっている。

この様な状況下にあって，新製品の発表は少ないが，三菱重工社が新に従来のアキシャルタービンシリーズに加えて，大型過給機のラジアルタービンシリーズＭＥＴ－ＳＲを開発した。[5] 図13に断面図を示す。従来ラジアルタービンをもつ過給機は小型と決っていたが，ＳＲシリーズの最大過給機は$D=660$ mmクラスである。今後ラジアルタービンの長所を生かした使い方が可能になる。

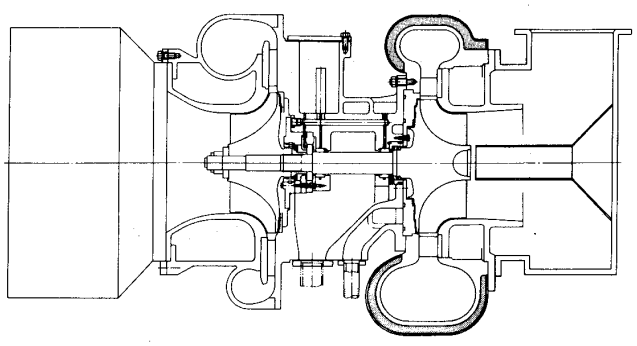


図13　三菱ＭＥＴ－ＳＲ型過給機

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/05

今後の動向としては，要素技術の研究はコンプレッサ，タービン，軸受等につき着実に進歩しているので，市場が回復し，ニーズが生ずれば更に高効率の過給機が出現しよう。またディーゼル機関の運転条件によりマッチした姿となっていると考えられる。ターボコンパウンドについても同様である。

文　献

(1) 辻村，内部流れの改良による排気ターボ過給機の性能向上，三菱重工技報　Vol. 23 No. 5 (1986)

(2) 綿貫，IHI－BBC　VTR 形高効率過給機と排ガスエネルギの利用技術について，日本舶用機関学会，昭和61年2月　月例講演会　前刷

(3) 野村，高効率三菱MET－SC 過給機と余剰エネルギの回収方法，その他は(2)に同じ

(4) Sulzer boosts fuel economy, The Motor Ship, June, 1985

(5) 今給黎ほか，大形ディーゼル機関用ラジアルタービン過給機　MET－SR の開発，日本舶用機関学会，第40回（昭和62年春季）学術講演会 印刷

論説・解説

自動車用ターボチャージャ

日産自動車㈱　西　口　文　雄

1. はじめに

自動車用排気タービン過給機（以下，ターボチャージャ）は，1950 年代に，アメリカで，トラックやバスのディーゼルエンジン用として普及し，ターボチャージャの小型化が進んで，1954年頃には，ターボチャージャを装着した乗用車がアメリカで初めて実用化された。その後さらに小型化が進み，2 ℓガソリンエンジン用小型ターボチャージャが開発されて，わが国においては，1979年末にターボチャージャを装着した乗用車が実用化されるに至った。[1] 現在では，自動車用ターボチャージャは，軽乗用車を含めあらゆる自動車用エンジンに装着されている。以下ガソリンエンジン用小型ターボチャージャを中心にその特徴を述べてみたい。

2. ターボ乗用車の販売推移

わが国においては，1979年末にターボ車が実用化されて以来，ディーゼルターボ車，DOHCターボ車が次々と発売され，図1に示した乗用車の販売推移でわかるように，82年頃に約2～2.5万台／月の市場に成長して安定した。85年頃からのDOHCターボ車の急成長およびスーパーチャージャ搭載車の出現によって，約3万台／月の販売実績を上げるまでに成長した。この間乗用車の販売台数は，約24万台／月で安定して推移しており，ターボ車の販売台数は実用化以来約7年の間に，総販売台数の約13％を占めるまでに急成長した。

ターボ車の中での販売推移を見ると，ディーゼルターボ車は，1980年の発売以来，着実に販売台数を伸ばし，現在ではターボ車の販売台数の15％を占めるに至っている。ガソリンターボ車は，当初SOHCターボ車が主流であったが，近年DO

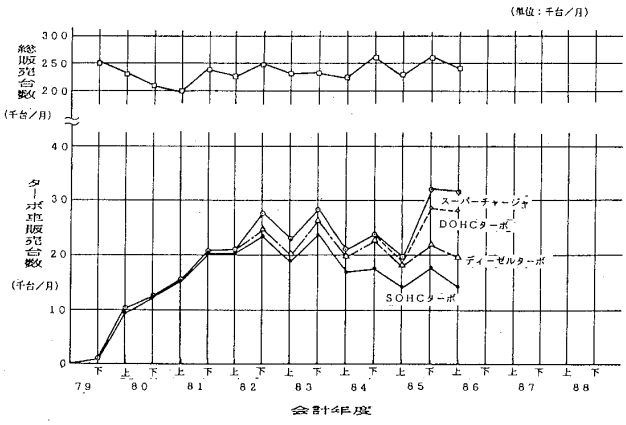


図1　乗用車販売推移（除く軽，コーチ）

（昭和62年4月22日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0 04.

今後の動向としては，要素技術の研究はコンプレッサ，タービン，軸受等につき着実に進歩しているので，市場が回復し，ニーズが生ずれば更に高効率の過給機が出現しよう。またディーゼル機関の運転条件によりマッチした姿となっていると考えられる。ターボコンパウンドについても同様である。

文　献

(1) 辻村，内部流れの改良による排気ターボ過給機の性能向上，三菱重工技報　Vol. 23 No. 5 (1986)

(2) 綿貫，IHI－BBC　VTR 形高効率過給機と排ガスエネルギの利用技術について，日本舶用機関学会，昭和61年2月　月例講演会　前刷

(3) 野村，高効率三菱MET－SC 過給機と余剰エネルギの回収方法，その他は(2)に同じ

(4) Sulzer boosts fuel economy, The Motor Ship, June, 1985

(5) 今給黎ほか，大形ディーゼル機関用ラジアルタービン過給機　MET－SR の開発，日本舶用機関学会，第40回（昭和62年春季）学術講演会 印刷

論説・解説

自動車用ターボチャージャ

日産自動車㈱　西　口　文　雄

1. はじめに

自動車用排気タービン過給機（以下，ターボチャージャ）は，1950 年代に，アメリカで，トラックやバスのディーゼルエンジン用として普及し，ターボチャージャの小型化が進んで，1954年頃には，ターボチャージャを装着した乗用車がアメリカで初めて実用化された。その後さらに小型化が進み，2 ℓガソリンエンジン用小型ターボチャージャが開発されて，わが国においては，1979年末にターボチャージャを装着した乗用車が実用化されるに至った。[1] 現在では，自動車用ターボチャージャは，軽乗用車を含めあらゆる自動車用エンジンに装着されている。以下ガソリンエンジン用小型ターボチャージャを中心にその特徴を述べてみたい。

2. ターボ乗用車の販売推移

わが国においては，1979年末にターボ車が実用化されて以来，ディーゼルターボ車，DOHCターボ車が次々と発売され，図1に示した乗用車の販売推移でわかるように，82年頃に約2～2.5万台／月の市場に成長して安定した。85年頃からのDOHCターボ車の急成長およびスーパーチャージャ搭載車の出現によって，約3万台／月の販売実績を上げるまでに成長した。この間乗用車の販売台数は，約24万台／月で安定して推移しており，ターボ車の販売台数は実用化以来約7年の間に，総販売台数の約13％を占めるまでに急成長した。

ターボ車の中での販売推移を見ると，ディーゼルターボ車は，1980年の発売以来，着実に販売台数を伸ばし，現在ではターボ車の販売台数の15％を占めるに至っている。ガソリンターボ車は，当初SOHCターボ車が主流であったが，近年DO

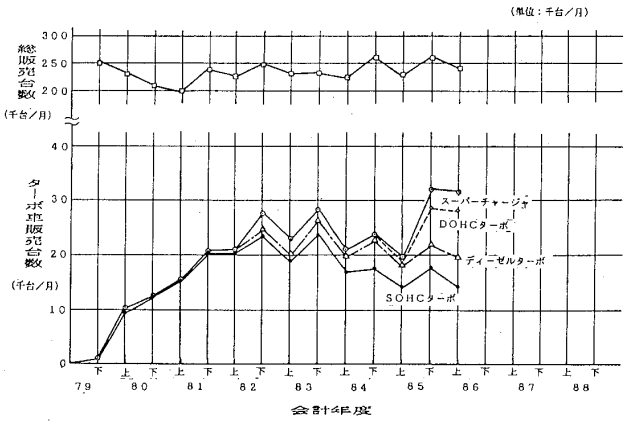


図1　乗用車販売推移（除く軽，コーチ）

（昭和62年4月22日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0 04.

ＨＣターボ車の台頭により販売台数が減少してきている。

このように広く採用されている小型ターボチャージャに対しては，主として

(1) 高い信頼性を有すること。

(2) 加速レスポンスが良いこと。

の２点が要求されている。

3. 小型ターボチャージャ

小型ターボチャージャは，図２に示すように，遠心圧縮機（以下，コンプレッサ）と，ラジアルタービン（以下，タービン）とを，フルフローティングブッシュ軸受で支持した構造が一般的であり，小型化のための高速回転化に対応する構造となっている。また，小型ターボチャージャの重量[2]も，図３に示すように初期のもの（破線）に較べ20～30％軽量化されてきている。

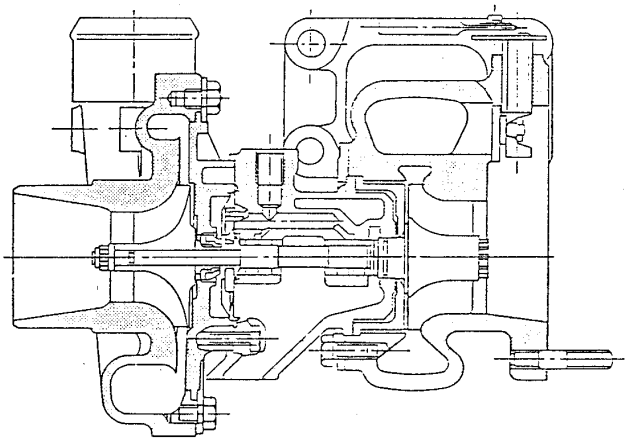


図２　ターボチャージャの構造

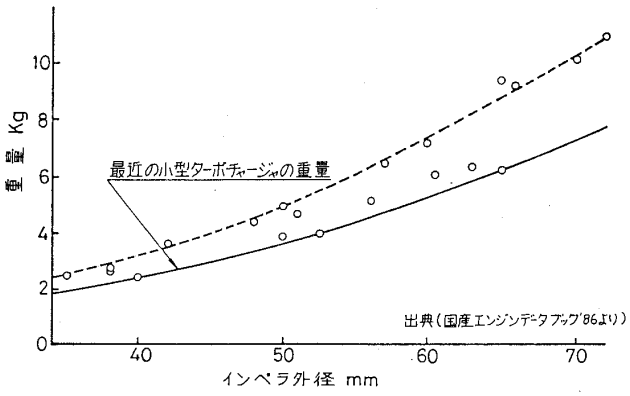


図３　ターボチャージャの重量

3.1　信頼性の向上　自動車用ターボチャージャでは，軸受装置の高い信頼性が要求される。フルフローティング軸受は，高速回転下の潤滑効果と制振効果を兼ね備えた優れた軸受装置であり，通常の使用状態では問題を生じない。しかし，図４に示すように，高温の排気ガス温度（950℃）下で運転した後，エンジンを急停止した場合には，タービンハウジング等の熱容量の大きな部品からの熱の流入によるヒートソークバックによって，特にタービン側のベアリング温度が急上昇し，軸受温度がある値を超えると，オイルのスラッジ化を招きコーキングによる軸受部の損傷が発生するとされてきた。[3] また，ヒートソークバック時の温度上昇は，図４からもわかるように３～５分の間で最高点に達する。この間の温度上昇およびオイルの長時間にわたる使用あるいは粗悪なオイルの使用によってオイルが変質し，デポジットがオイル通路や，戻り通路に堆積し，軸受部の潤滑不良を引き起こし軸受ブッシュを損傷することが考えられる。[3]

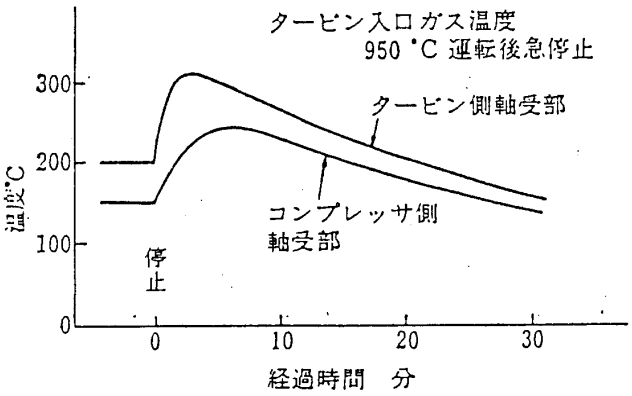


図４　ヒートソークバック特性

これらを防止することが高性能化するターボチャージャの信頼性を高める上で重要であり，近年，石油メーカによってターボ専用オイルが開発され発売されており，自動車メーカよりターボ専用オイルとして推奨されている。また，最近のターボチャージャでは，図５に代表されるような水冷軸受ハウジングが多く用いられるようになってきている。[4] このハウジングの採用によってオイルの寿命が向上し，オイルの交換時期を10,000kmに設定している車種も現われている。[5]

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

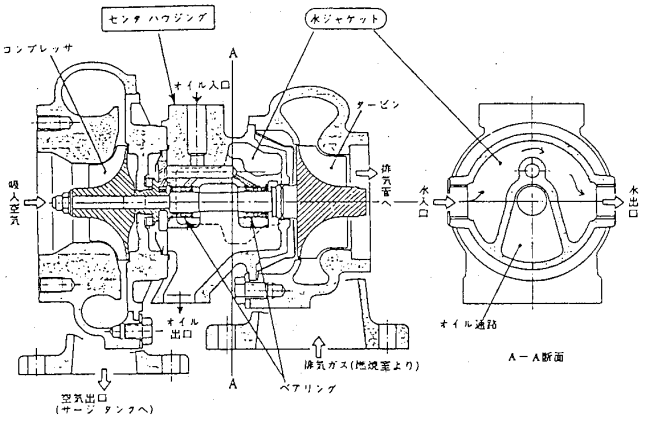


図5　水冷軸受ハウジングの構造例
（トヨタM－TEU）

3.2　加速レスポンスの向上　ターボチャージャ装着車の加速時には，特に低速・低負荷域からの加速において，“ターボ・ラグ”があると言われている。この点でターボチャージャより優れているスーパーチャージャ（例えば，ブラウン・ボベリ社のCOMPREX® やルーツ過給機）は，ターボチャージャの改良と並行して開発が進められルーツ過給機を搭載した乗用車はすでに実用化されている。[6]

ターボチャージャ本体の改良は，ここ数年，加速レスポンスの改良に集中して行われたといっても過言ではない。ターボチャージャの加速レスポンスの向上のためには，

(1)　ターボチャージャ回転体の慣性モーメントの低減
(2)　タービンノズル面積の減少
(3)　軸受等の損失低減
(4)　タービン，コンプレッサの効率向上

等が必要であり，これらの課題を克服するため，最近のターボチャージャにはさまざまな工夫がなされている。

3.2.1　慣性モーメントの低減　ターボチャージャの慣性モーメント低減のためには，ターボチャージャ回転体の慣性モーメントの70～80％を占めるタービンロータの慣性モーメント低減が最も効果的であり，

(1)　タービンロータの翼枚数の低減[7]
(2)　タービンロータ外径の減少[8]
(3)　セラミックタービンロータの適用[9]

等の努力がなされ，セラミック材のタービンロータへの適用によって，ターボチャージャ回転体の慣性モーメントは，大幅に減少した。

タービンの空力性能と，慣性モーメント低減の間にはトレードオフがあり，電算機を利用した空力設計技術の進歩および有限要素法による遠心応力や熱応力の解析技術の進歩によって，慣性モーメントを減少させつつタービン効率の維持・向上を図っている。図6はセラミックタービンロータの応力解析の例であるが，脆性材料であるセラミック材の適用のために，局所的な過大応力による全体破壊を防止するため，最大応力点の応力を極力下げた設計がなされている。

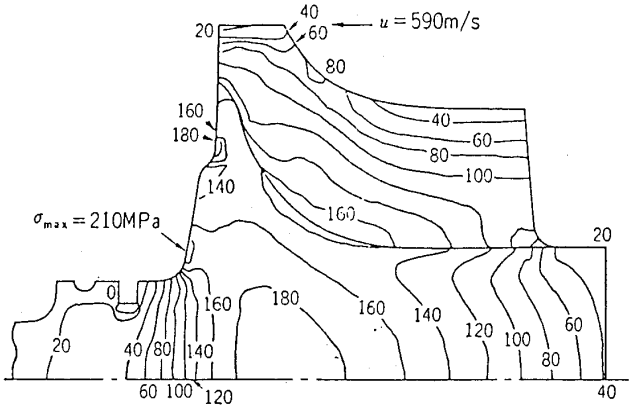


図6　セラミックロータの応力解析例

また，図7は小型ターボチャージャによく用いられる40～60㎜の外径を持つタービンロータの外径と慣性モーメントの関係を示したものである。[4] 慣性モーメント（I_p）とロータ外径（D）との間には，ほぼ $I_p \propto D^4$ 関係が成り立ち，タービンの高比速度化によってロータ外径を減少させたタービンが開発されている。[8] 図8はこの高比速度タービンロータの応力解析の例である。

3.2.2　タービンノズル面積の減少　ターボチャージャ付きエンジンの低速トルクの向上とレスポンスの向上を図るために，最近のターボ過給エンジンでは，過給圧の制御に排気バイパス方式（後述）を用いている例が多い。しかしこの方式は，過給圧の制御性や経済性の面で優れた特徴を持っている反面，中高速域で排気ガスの一部をバイパスしてしまうため，排気ガスの持っているエネルギを有効に利用できないという欠点を持っている。このため，特に高速高負荷域での燃費悪化

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

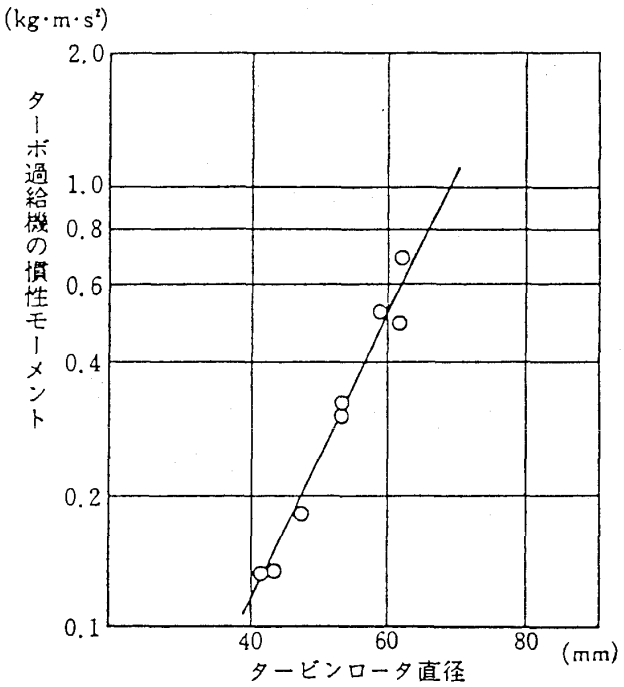


図7　ターボチャージャの慣性モーメント

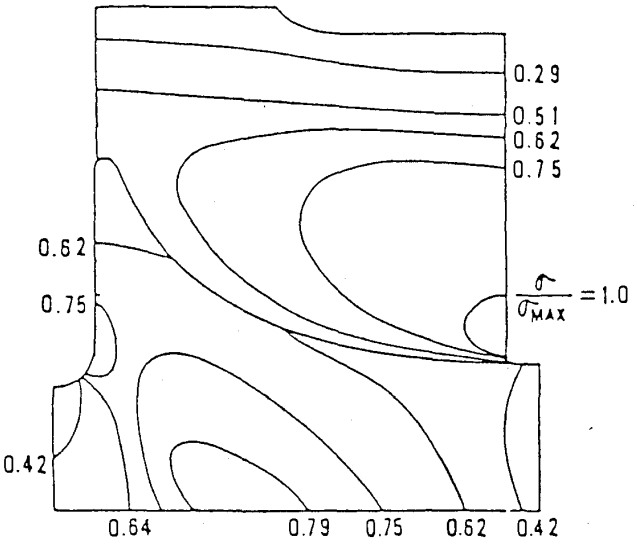


図8　高比速度ロータの応力解析例

は避けられない。これを解決するため，タービンの容量を可変にする可変容量型タービンが開発され，最初に大型トラック用として実用化された。[10] この可変容量ターボチャージャは，図9に示すようにタービンロータの入口環状通路部に複数のノズルベーンを配置したノズルリング形式のものである。

乗用車用としては，高速燃費の改善もさることながら，ターボチャージャのレスポンスの改善のため可変容量ターボチャージャの開発がなされた。

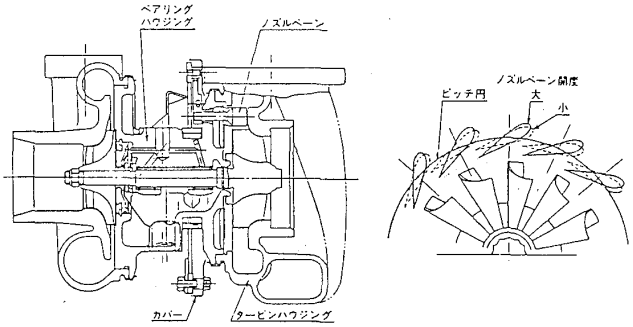


図9　可変容量ターボチャージャの構造例（三菱重工）

可変容量型のターボチャージャとしては，種々の形式が提案されているが，小型で安価なシングルフラップ式と[11]，ツインスクロール式[12]の可変容量ターボチャージャが実用化されている。

3.2.3　軸受等の損失低減　ターボチャージャの性能改善のためには，タービンやコンプレッサといった空力コンポーネントの効率向上の他に，軸受や軸シールの損失（以下軸損）を低減することが重要な課題となっている。軸損の低減は，ターボチャージャの総合効率を向上させるばかりではなく，加速時のレスポンスの向上にも寄与する。

軸シールは，当初メカニカルシールが採用されていたが，非接触型で，損失が非常に少ないピストンリング式のオイルシール特性が改善され，現在ではこの形式のシールが主に採用され，加速レスポンスの向上に役立っている。

ターボチャージャの軸受に用いられるフルフローティング軸受は，ジャーナル軸受の中では，高速回転に耐え軸受損失も少なくターボチャージャの高速化・小型化に寄与した優れた軸受である。しかし最近では，軸受損失のより一層の低減を狙って，ターボチャージャの軸受として図10に示すようにボールベアリングを採用した開発がなされ，ターボチャージャの総合効率を5～20％向上させ（図11），加速レスポンスも10％向上させたとしている。[13]

3.2.4　タービン，コンプレッサの効率向上

小型ターボチャージャのコンプレッサとタービンには，遠心圧縮機とラジアルタービンが採用されている。これらの空力性能は，ガスタービン開発における空力コンポーネントの設計技術の進歩によって，効率が向上してきたが，それぞれの最高

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

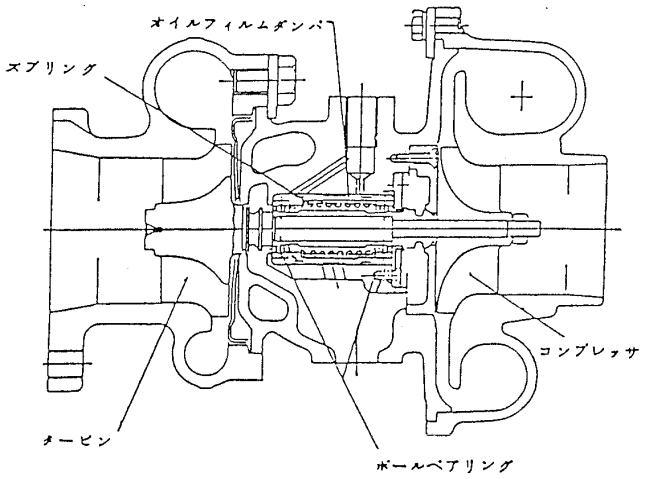


図10　ボールベアリングターボチャージャの構造例（石川島播磨重工）

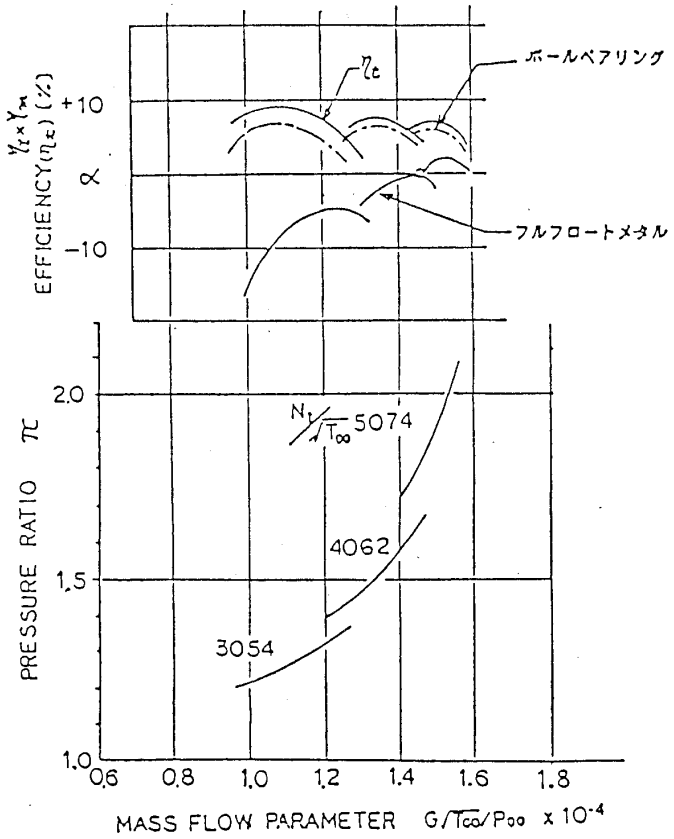


図11　ボールベアリングターボチャージャの性能

効率の向上はすでに頭打ちになっている。しかし定置用や航空機用として主に一定速度の定常状態で使われる機会の多いガスタービンに対して，より広い速度範囲の過度状態で使われる機会の多い自動車用小型ターボチャージャでは，要求性能が自ずと違っており，特に乗用車用ガソリンエンジンに使われるターボチャージャの場合には，レスポンスの向上以外に広い流量範囲と広い効率範囲に対応することが要求される。

コンプレッサの場合は，ガスタービンに用いられる高圧力比・高効率のベーンドディフューザとラジアルインペラの組合せではなく，広い流量範囲と広い効率範囲に対応するベーンレスディフューザとバックワードインペラを組み合わせたものが採用されている。バックワードインペラのバックワード角は，当初，20～30度が用いられていたが，回転体の強度解析技術が進歩することによって，40度以上のバックワード角を持つインペラも採用されるようになった。[14]（図12）

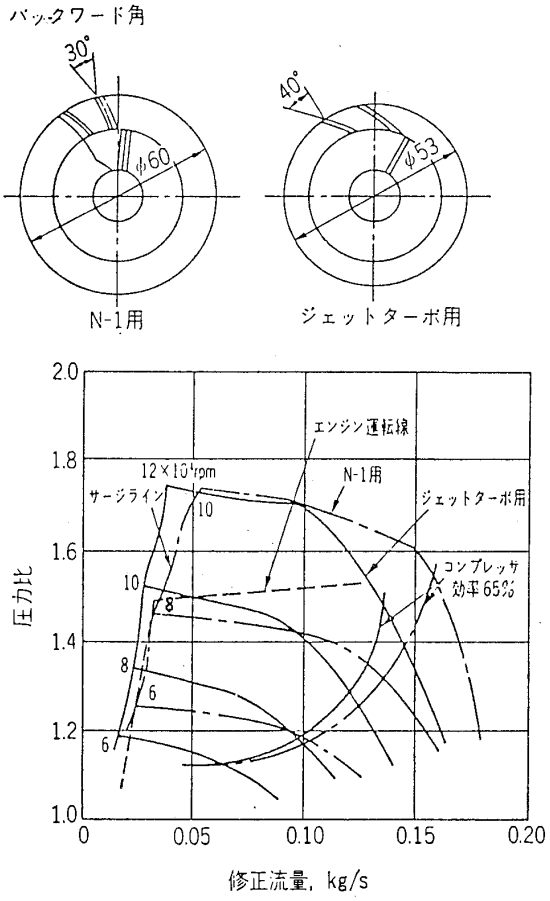


図12　バックワードインペラの性能

このような大きなバックワード角を持つインペラによって，作動域の拡大と，効率の向上を両立させ，エンジンの実用域での効率を向上させている。

タービンの場合は，ガスタービンに一般に用いられる軸流タービンと違って，ラジアルタービンが採用されている。これは主に前述の軸受への熱

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

影響を考慮した排気ガスの流れ方向と小型化のためであって，ノズルリング式の可変容量型タービンを除けば，ノズルレスタービンスクロールを持つラジアルタービンである。性能については，すでに3.2.1項，3.2.2項で述べたので省略する。

4. 自動車用ターボチャージャの作動

自動車用ターボチャージャは，ガソリン用の場合，通常エンジン回転速度2000～6000rpm の範囲で最大過給圧を得るようにセッティングされる。このため，広い作動範囲を持つコンプレッサとラジアルタービンが用いられている。ターボチャージャの下流にスロットルが位置する場合，エンジン全開時の運転線をコンプレッサマップ上に，示すと図13中の破線のようになる。この運転線は加速時には，大流量側に移動し，定常走行時には，全開時と同様の線上で運転される。またエンジンとのマッチングのためには，サージライン（太い一点鎖線）に対して余裕を持ってインターセプト点（最大過給圧に達した点）を選定する必要があり，最大流量点はエンジンの最高出力を高めるため，効率の低下をできるだけ少なくするように選定する必要がある。さらに，急減速時には作動流量が急減少し，一瞬サージング領域を通過することになるため注意を要する。

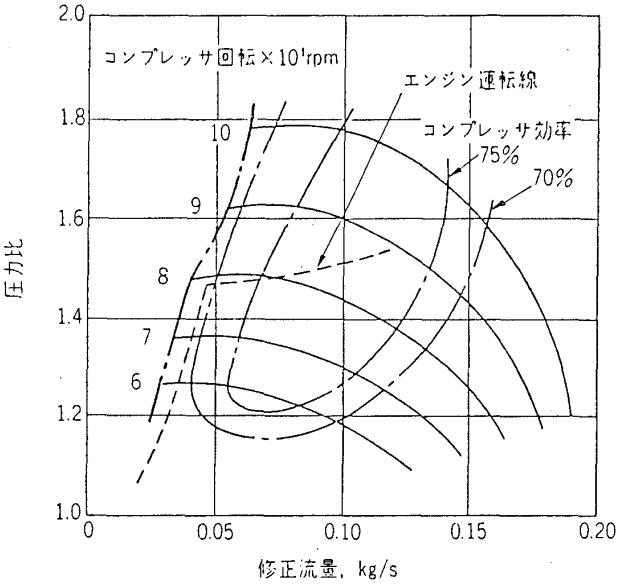


図13　コンプレッサマップ

タービンの場合は，図14に示すようにタービンスクロールのA／R（A：スロート面積　R：スロートの半径位置）によってエンジンの全開トルク特性が変化する。このタービンスクロールのA／Rを変えて最も適切なトルク特性が得られるようマッチングする。この場合，インターセプト点以後は，タービンスクロールの入口部から排気をバイパスすることによってタービンを通過する排気ガス量を制御し，コンプレッサの過給圧が常に最適になるよう排気バイパスバルブの開度を制御する。

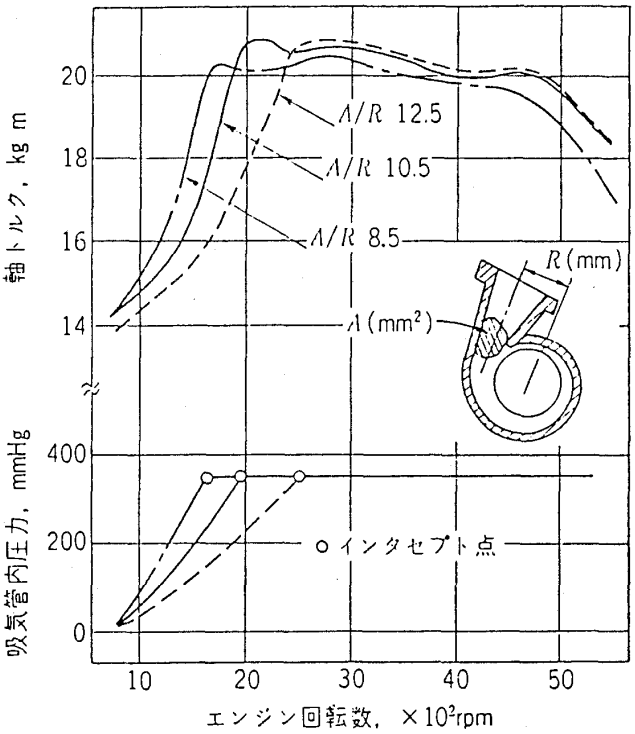


図14　タービンA／Rの影響

以上が基本的なターボチャージャの作動であるが，最近では過給圧を電子制御する技術が発達し，加速時のオーバーブースト制御[15]や可変容量型ターボチャージャの制御[16]などにも取り入れられている。

5. おわりに

小型ターボチャージャは，わが国では，特にガソリンエンジン用として急速に進歩し，最も重要とされた“ターボラグ”の解消のための加速レスポンスの改善に関しては，2ℓ用として初めて実用化された当時のターボチャージャに比較して，慣性モーメントは，約50％に低減した。その他コ

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/

ンプレッサやタービンの性能改良，リングシールやボールベアリングのターボチャージャへの適用による軸損の低減，さらには可変容量タービンの開発によって大幅に向上し，ターボチャージャの総合効率も，これらの改良，実用化等にともなって大幅に向上している。さらには，電子制御技術のターボエンジンへの適用など，エンジンシステムとしての改良もなされており，最近の自動車用ターボエンジンの開発は，ターボチャージャのみの改良に止まらず，システムとしての改良の時代に突入している。

これからのターボチャージャ開発は，タービンやコンプレッサの一層の性能改良，エアベアリングや磁気ベアリングによる軸受損失の低減によってさらに性能が向上することが期待できるが，現在までの開発が一つの分野の改良に限られていたのに対し，コストの低減やターボ過給エンジンの一層の改良によって，相互に相乗効果を発揮する各種の改良技術の組合せによるターボチャージャの総合的な性能改良が中心となり，ターボエンジンシステムの改良が一層盛んになるものと予想される。また，着実に販売台数を伸ばしているディーゼルターボ車の開発に新たな進展が予想される。

参考文献

(1) 渡部；ターボチャージャの歴史，ターボ機械第10巻第7号（1982）

(2) 内燃機関編；1986国産エンジンデータブック，（1986）

(3) 秋田，岡崎；自動車用ターボチャージャ，自動車技術 Vol. 35, No. 3（1981）

(4) 住；最近の乗用車用ターボ過給機の動向，自動車研究 第6巻第11号（1984）

(5) 富士重工業㈱サービス部編；LEONE新車解説書84－4，p.123（1986）

(6) 吉田，石川，ほか；トヨタIG－GZEU型エンジンの開発，トヨタ技術，第35巻第2号（1985）

(7) 住，西口；ターボチャージャロータの羽根枚数の減少に関する研究，日産技報 第18号（1982）

(8) Sakakida, Kurata, et al ; Development of Smoll, highspecific speed radial inflow turbines for automotive turbochargers, 1 MechEC 122/86（1986）

(9) Katayama, Watanabe ; Development of Nissan high response ceramic turbo-charger, SAE 861128（1986）

(10) 佐藤，酒井，ほか；トラック・バス用バリアブルジエオメトリターボ過給機付エンジンの開発，三菱重工技報 Vol. 20, No. 5（1983）

(11) 住，西口，ほか；可変ノズル型ターボ過給機による加速レスポンスの向上，第5回内燃機関合同シンポジウム講演論文集（1985）

(12) 田所，藤本，ほか：新型サバンナRX－7用 ロータリターボエンジン，内燃機関 Vol. 24, No. 313（1985）

(13) 池谷，富田，経か：乗用車用ボールベアリング・ターボチャージャの開発，自動車技術会学術講演会前刷り集 862（1986）

(14) 西口：自動車用排気ターボチャージャ，内燃機関 Vol. 25, No. 320（1986）

(15) Rydqvist, Sandberg, et al ; A turbo-charged engjne with microprocessor controlled boost pressure, SAE 810060（1981）

(16) Hirabayasi, Sumi, et al ; Development of Nissan variable geometry JET turbo-charger, SAE 860105（1986）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/12/04.

論説・解説 モータスポーツ用ターボチャージャの動向

トヨタ自動車㈱　吉　崎　宏　司

1. はじめに

19世紀末，オットーやディーゼルらにより石油エネルギー源とする内燃機関＝従来の石炭エネルギー源とする蒸気機関よりはるかに軽く，小さく高効率な＝の実用化が着々と進められていた。

その内燃機関を搭載した自動車レースの歴史はそれとほぼ同時期よりはじまっている。当時の自動車レースでは，熟成された蒸気機関には，内燃機関は勝てなかったが，20世紀初頭から，自動車レースが本格化すると共に，蒸気機関は消え，内燃機関が取って代わってしまった。

初期の自動車レースは，自由参加・自由競争であったが，自動車レースが盛んになるにつれて，エンジン出力が次第にエスカレートしてきたために，車両の安全性確保の観点から最低車両重量，エンジン排気量や気筒数などが規定されるに至った。1938年にはそれまで自由であったエンジン排気量にも過給機付きと自然吸気エンジンとに差が設けられた。

当初のレース用エンジンの過給機としては，機械式（スーパーチャージャ）が使用されていたが，航空機に排気式（ターボチャージャ）が普及し始めると，レース用エンジンにも応用されて1966年にインディ500マイルレースなどに登場した。その後，レースやラリー用のターボ車両は，ツーリング選手権，耐久レースやF1グランプリ(GP)などに次々と出場し，最近では，ターボチャージャが許されているモータスポーツの分野において，"ターボの時代"を築いているといっても過言ではない。

ここでは，モータスポーツ用ターボチャージドエンジンの歴史やそのターボチャージャ技術動向について紹介する。

なお，各メーカとも，モータスポーツ用ターボチャージャ技術情報について，生産用と異なり作戦上，公開しないので，一企業人としては，実態がつかみにくい。そこで，多くの情報について文献・雑誌(1)～(5)などを参考にさせて頂いた。

（昭和62年4月20日原稿受付）

2. ターボチャージドエンジンの歴史

この章では，主にモータスポーツ用ターボチャージドエンジンの歴史について紹介する。

自動車による最初の国際レースは，1800年代末にフランスのパリ近郊の都市間レースであった。

第一次世界大戦前までは自動車レースが自動車技術及びそのエンジン技術の発展向上の温床であったが，この大戦は技術の発展向上の主役を自動車から，新しい航空機に移してしまった。大戦後には，航空機の技術ポテンシャルは自動車よりはるかに高いものとなっていた。例えば，エンジンの高性能化に必要な材料，燃焼や過給技術などの全ての分野で航空機が先行していた。

その後，再び勃発した第二次世界大戦中に，航空機エンジンの技術はピストンエンジンとして，極限に近いところまで到達したが，やがて航空機はジェットの時代へと移行していった。

しかし，現在もなお，レース用エンジンや生産自動車用エンジンは，第二次世界大戦を契機に消えていった航空機エンジン技術を基本的には継承転用している。現在，レース用エンジンとして，最も注目を浴びている技術の一つとして過給機があるが，航空機エンジンでは，スーパーチャージャは1910年代末に，またターボチャージャは1930年後半にすでに実用化されていた。

過給機がレース用エンジンに応用されたのは，スーパーチャージャが，航空機エンジンとほぼ同時代の1920年代に対してターボチャージャはスーパーチャージャに遅れること約30年の1950年代である。しかし，モータスポーツ用ターボチャージャが，本格的に活躍しだしたのは約10年前の1970年後半になってからである。

スーパーチャージャは，機械的に過給するために駆動損失が相対的に大きいが，ターボチャージャは，排気残存エネルギーで過給するために駆動

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/23

損失が非常に少ないという利点がある。

モータスポーツの"最高峰"といわれるF1などのレース界では，より Competitive な技術が要求されるので，最近ではターボチャージャが脚光を浴びるようになってきた。

ターボチャージドエンジンがレース用に登場したのは，1960年代後半からで，初めは耐久レースに活躍していた。その後，1977年7月のイギリスF1GPに"現在のターボチャージドエンジン"の隆盛の基礎を築いたルノーV6ターボが初登場したのである。

その当時，F1のエンジン規定では，排気量は自然吸気エンジンの場合，3.0Lまで，過給機付きエンジンの場合，1.5L(過給係数=2)までであった。F1以外のカテゴリーの規定では，過給係数が1.4であるので，F1の過給機付きエンジンは非常にきついものとなっている。

10年前のF1エンジンの最高出力は3.0LNAの場合，450～500PS，1.5Lルノー V6ターボの場合，約510PSといわれている。当時でも，V6ターボの最高出力は，3.0LNAと同等かそれ以上であったが，ルノーV6ターボのF1GPへのデビュー戦では，最終的にはターボユニットが壊れて，リタイアに終わった。そして翌1978年もほとんどのレースでリタイアするというみじめな結果であった。

しかし，彼らの苦しい挑戦は，2年後の1979年中盤のフランスGPの初勝利，報いられたのである。このターボチャージドエンジンの初勝利を機に，"レース用エンジンの新たな時代の到来"を暗示するものであった。事実，その後，多くのエンジンメーカは，ターボチャージドエンジンを開発し，次々にデビューさせていった。

"ターボチャージドエンジンの到来"により，エンジンの最高出力は，耐久性や燃費と共に年々改良されていったのである。

現在，1.5Lターボは隆盛を誇ったコスワースDFV3.0LNAの約3倍近い出力を発生するといわれている。これらのレース用エンジンの最高出力は，各社の機密事項になっており，確実なことは分からないが，長時間の耐久性や燃費を必要としない予選時には，1400PSあるいは1500PSともいわれ，決勝では，耐久性と燃費の関係からサーキットの種類によって多少異なるが，800PSから1000PSといわれている。

このように，ターボチャージドエンジンの限りない性能向上により，1985年の後半から，自然吸気エンジンは完全に姿を消したのである。

しかし，逆にターボチャージドエンジンメーカの寡占化が進み，本来のモータスポーツの精神に反するために，国際自動車スポーツ連盟は1989年以降ターボチャージドエンジンを廃止し，3.5L自然吸気エンジンのみに変更した。

以上が，モータスポーツ用ターボチャージドエンジンの歴史であるが，古くは航空機が，最近ではモータスポーツが，自動車技術の向上・発展に果たした役割は大きく，ひいては生産自動車へとその技術が受け継がれていったのである。

なお，参考に，国際自動車連盟から発行されたモータスポーツの国際競技車両規則の分類と定義の抜粋と主要な競技車両規定(共に1987年度版)を，表1と表2に示す。

表1. モータスポーツ国際競技車両規則の分類と定義の抜粋(1987年度)

部門		グループ	定義	備考
部門 I 生産車両	プロダクションカー	N	生産車両とは連続した12カ月間に，5000台 or 500台以上生産された大衆販売車両をいう。	過給機付の場合，エンジン排気量換算係数(過給係数)：1.4(～1987) 1.7(～1988)
	ツーリングカー	A		
	スポーツカー	B		
部門 II 競技車両	スポーツプロトタイプカー	C	競技車両とは単一試作車として製作された車両で，もっぱら競技に供されたものをいう。	耐久レース
	国際フォーミュラレーシングカー	D		F1,F2(F3000), F3等
	フォーミュラリブレレーシングカー	E		Indy 500 etc.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

表 2.　主要競技車両規定（1987年度）

規定項目		グループC 1	グループD		グループE
		耐久レース	F 1	F3000	Indy 500
車両最低重量		850kg	540kg	540kg	670～704kg
エンジン	型式	規定無し	4サイクル・レシプロ	4サイクル・レシプロ	規定無し
	排気量	規定無し	1500cc以下	3000cc以下	ターボ：2650 cc NA：5878 cc
	過給機	自由	自由	禁止	自由
	気筒数	規定無し	12気筒以下	12気筒以下	8気筒以下
燃料	タンク容量	車載100L以下	195L以下	規定無し	車載151L以下
	使用量	距離により制限	補給禁止	補給禁止	1.8MPG以上

3.　ターボチャージャの技術動向

この章では，最近の"モータスポーツ用ターボチャージャに関する技術的な課題とその対応"について記述する。

3.1　ターボチャージャの技術課題　モータスポーツ用ターボチャージャの技術的な課題は，生産用のものと基本的には変わらないが，特に苛酷な条件下で運転されるという点で，それらの問題がCriticalである。

ここでは，モータスポーツ用と生産用ターボチャージャの使用条件を比較しながら，"モータスポーツ用ターボチャージャの特有"の技術的な課題について紹介する。

モータスポーツ用ターボチャージャの使用条件は，　　（　）内：生産車

最高出力；　～1500（350）PS
過給圧力比；　～ 6.0（2.0）
ロータ周速；　～ 650（500）m/s
エンジン排気温；　～1200（1000）℃

と，生産車と比べ，高出力・高過給・高速・高温で，運転されていることが分かる。

(1)　性能（容量）・応答性の課題

過給機付エンジンの既存の最高出力は，モータスポーツの場合，1500PS程度，市販のガソリンエンジンの場合，350PS前後である。

従って，モータスポーツ用ターボチャージャは，容量的には，市販のものと比べ，～4倍程度大きくなっている。

ターボの容量をアップするのに，単にロータの翼径アップでの対応は，ロータの慣性モーメント増加を招くことになる。これは，ターボ容量はロータ翼径の二乗に比例し，慣性モーメントはロータ翼径の約五乗比例するためである。このことを考慮して，ロータの翼を設計する必要がある。

また，ロータの翼設計以外にも，ターボチャージャの性能・応答性を改善する方法として排気エネルギの有効利用がある。

以上をまとめると，モータスポーツ用ターボチャージャの性能・応答性の課題は以下の通り。

①　ターボ容量アップ
②　ターボ総合効率向上
③　慣性モーメントの有効利用
④　排気エネルギの有効利用

(2)　耐久信頼性の課題

第一に，過給圧は5倍程度，インペラ径は2倍程度，生産用のものより大きくなるので，スラスト軸受には，瞬時に10倍程度の荷重が加わる。

第二に，ロータの周速は，生産用のものより約1.5倍速いので，翼の応力は2倍程度，高くなっているものと思われる。

第三に，エンジンの高出力化および燃費規制との絡みで，空燃比のリーン化傾向にあるので，排気ガス温度は，生産用のものより約200℃高い。従って，タービンホィールの強度は，かなり低下する。また，フローティング軸受温度も，生産用のものより100℃前後高くなっているので，エンジンオイルのコーキングが懸念される。

従って，モータスポーツ用ターボチャージャの耐久信頼性の課題は以下の通り。

①　スラスト軸受の負荷容量
②　ロータの高温・高速強度
③　ジャーナル軸受のコーキング

3.2　課題への対応

(1)　性能（容量）・応答性の向上

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

① ターボ容量アップ

モータスポーツ用エンジンの場合，応答性が，特に重要であるので，ここでは翼径一定で慣性モーメントを増やさずに，インペラの容量をアップした例を図1に示す。この例では，インペラの翼のインデュース角を小さくして，チョーク流量を増やし，バックワード角を大きくして，サージ領域を改良している。コンプレッサ効率は若干，下がったが，ターボの性能を総合的に判断するとこのインペラの方が勝っているといえる。

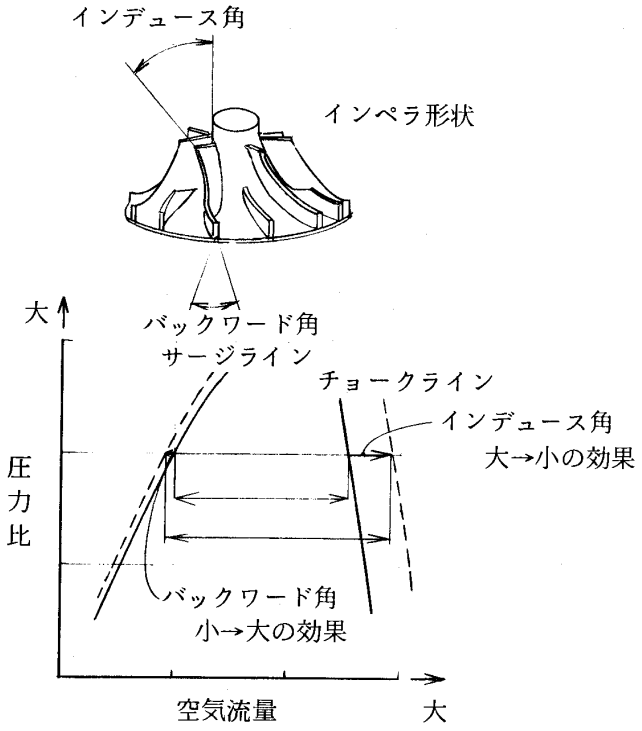


図1　インペラ容量アップ例

今後，大容量・高過給のレース用ターボには，このようなインペラ翼形状が主流を占めるものと思われる。タービン翼形状も高膨張比側で，使われる場合には，インペラ翼形状と同じような設計思想が成り立つ。

上記の設計例では，コンプレッサハウジングの入口径で決まるチョーキング理論流量に対して，インペラのチョーク流量は，90数%と理論限界に近いレベルまで到達している。

② ターボ総合効率アップ

(a) コンプレッサ及びタービン効率

コンプレッサ及びタービン効率は，高ければ，高い方が良いが，先に述べたようにターボの性能は，総合的に決めるべきものなので，一口でいうのは難しい。

(b) 機械効率

機械効率向上として，IHIが発表したボール軸受式ターボチャージャ〔6〕は有効な手段であると思われる。しかし，このボール軸受には，耐久性の課題がある。

レース用では，スラスト荷重は大きい反面，耐久の保証時間が短かいということがあるので，このボール軸受式ターボチャージャが，レース用に使用できるかどうかはCase By Caseである。

③ 慣性モーメント低減

(a) ロータの材質・形状

タービンホィールの材質を，セラミックに変更すると，慣性モーメントが数10%低減できることはよく知られている。

また，最近ではコンピュータによるFEM解析が進歩し，精度よくロータ翼の強度を推定できるようになったので，ロータ翼の薄肉設計ができ，慣性モーメントを低減できる。

従って，ロータの材質変更及びFEM解析によるロータ翼形状の最適設計とを組合わせることによって，慣性モーメントを従来より，50%以上低減できるものと思われる。

(b) ツインターボチャージャ

図2に，タービン容量に対するターボの総合効率特性を示す。

この図から分かるように，タービン容量が大きいところでは，タービン容量が大きく変わってもターボの総合効率はあまり変化しない。

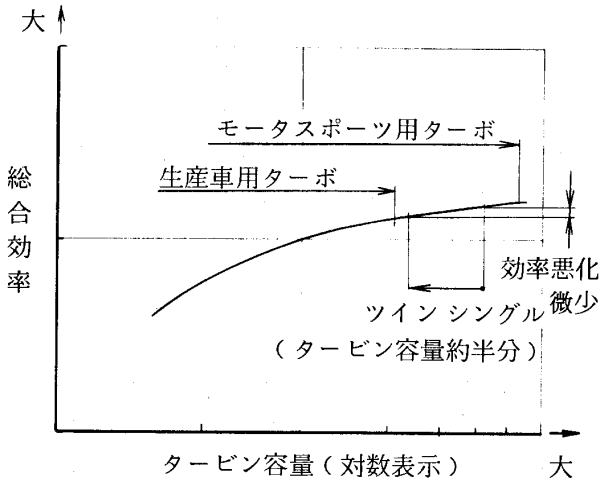


図2　タービン容量 ── 総合効率

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

この特性を応用したのが，タービン容量が約半分のターボチャージャを2個使用するいわゆるツインターボチャージャである。これは，ターボの総合効率を犠牲にすることなく，同一排気量当たりのロータの慣性モーメントを小さくすることができる有効な手段である。

ツインターボチャージャは，6気筒エンジンの場合，次項で述べるように排気ガスの動圧過給効果も期待でき，理想のターボチャージドエンジンといえる。また，4気筒・4バルブエンジンの場合でも，吸排気弁をそれぞれ，片側だけではなく，両側に交互に配置し，ツインターボチャージャにした例がある。

(c)　2段ターボチャージャ

2段ターボチャージャとは，容量の異なるターボチャージャを2個使用するものである。

エンジンの低・中速領域では，小さい方だけが高速領域では，2個とも作動するものである。

その例として，図3に，ポルシェ959に搭載のエンジン性能(7)を示す。小さい方のターボチャージャは，ツインターボチャージャのものより小さいので，低速領域からトルク向上が見られ，更にロータの慣性モーメントが小さいので，過渡応答性は，抜群だと推定される。

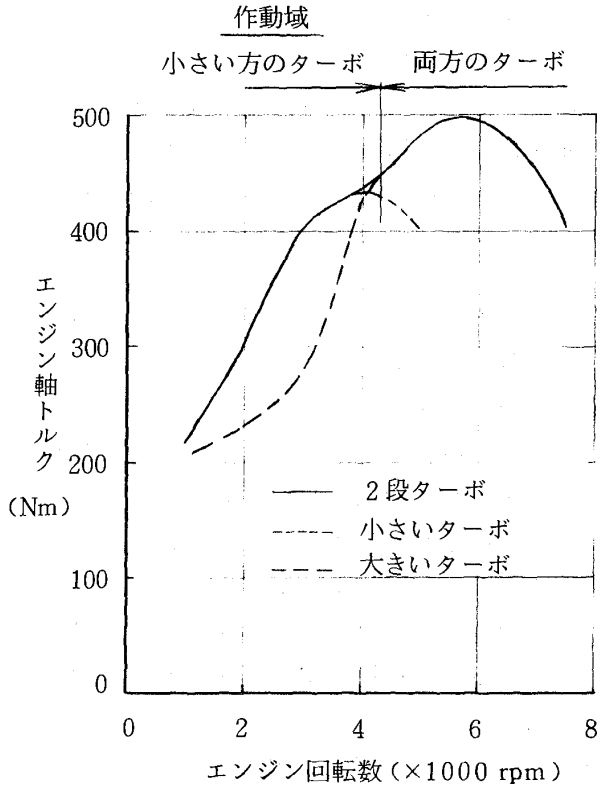


図3　2段ターボのエンジン性能

しかし，このシステムの吸排気弁の制御が複雑であるため，過渡応答性の良否は，吸排気弁の制御の良否に左右されると思われる。

④　排気エネルギの有効利用

(a)　動圧過給式ターボチャージャ

この動圧過給式ターボチャージャとは，エキゾーストマニホールドからタービンハウジングの中まで，隔離することにより，排気干渉を少なくしたもので，特に低速域でのエンジントルク向上が狙いである。過渡応答性を改良上で有効な手段である。

動圧過給式には，図4に示すようにダブルエントリとツインエントリの2種類がある。

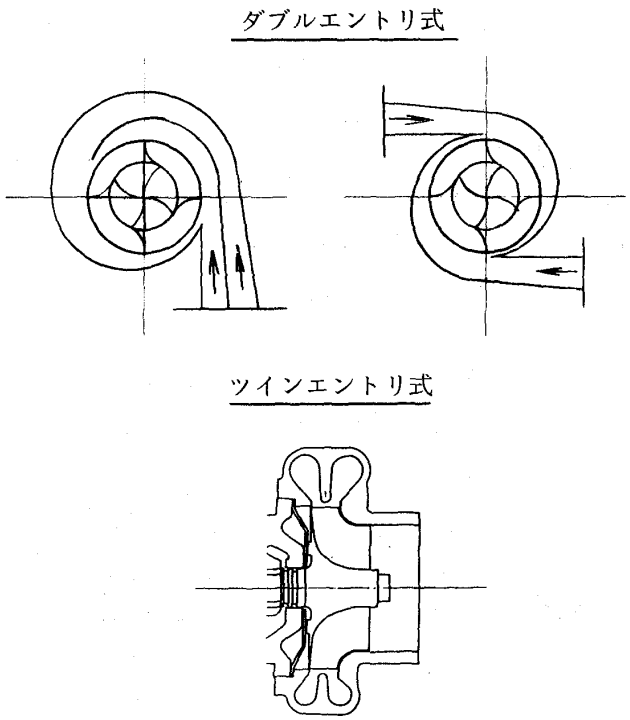


図4　動圧式ターボチャージャ

レース用の4気筒エンジンに，ツインエントリ式ターボチャージャが使用されている例が多く見られる。

(b)　ツインターボチャージャ

ツインターボチャージャは，6気筒以上のエンジンの場合，動圧過給効果とロータの慣性モーメント低減の両者が期待できるために，ターボチャージドエンジンとして理想的である。

現在，F1用のV6とV8エンジンは，全て，ツインターボチャージャ方式を採用している。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04

(c) その他

この他に，可変ノズル式ターボチャージャがあるが，机上では，可変ノズルにより，低速から高速まで理想の状態で，タービンホイールを作動できるものと考えられる。

しかし，可変ノズル用のタービンホイールは，高速性能を良くするために，通常のものより大きくしなければならないので，慣性モーメントが大きくなってしまう。また，高温下でノズルを作動させなければならないので，可変ノズルの耐久信頼性の確保が難しい。両者の課題から判断して，可変ノズル式ターボチャージャは，レース用として未知数である。

(2) 耐久信頼性向上

① スラスト軸受の負荷容量アップ

スラスト軸受としては，図5に示すようなテーパランドタイプのものが主流である。

スラスト軸受の設計因子として，テーパランドの幅，長さ，角度や数などがあるが，同一の取付スペースの中で，テーパランド形状を総合的に見直すことにより生産用のものに対して負荷容量が数倍アップした例がある。

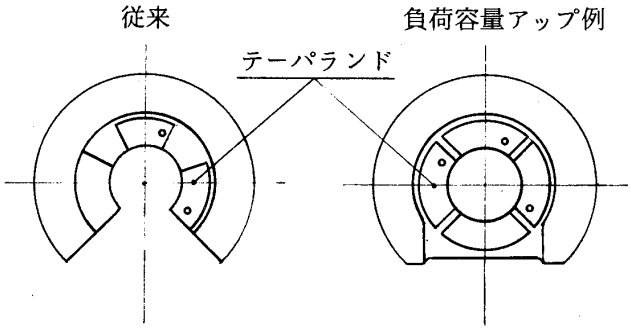


図5 スラスト軸受形状

② ロータの高温・高速強度

(a) 材質・熱処理

図6に，タービンホイール材として使用されているインコネルやセラミックの高温強度特性を示す。これはテストピースでの結果であり，ホイールでの実態強度は多少異なると思われるが,1,000℃を超えると，セラミックの方が明らかにインコネルより強いということが分かる。

このように，セラミックは高温強度に優れているので，衝撃強度が確保されるならば，高温・高速下で使われるモータスポーツ用ターボチャージャとして，セラミックホイールは，慣性モーメント低減と共に有効な手段といえる。

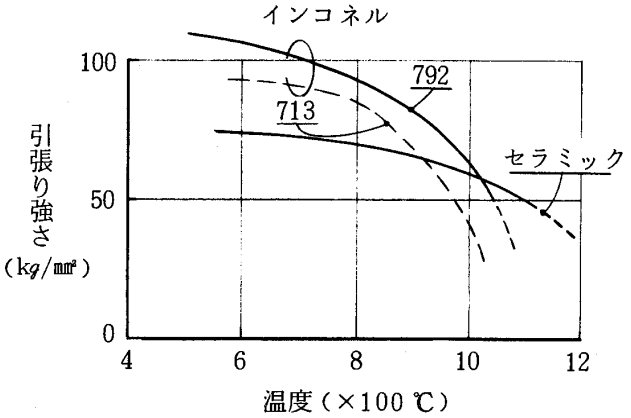


図6 タービンホイール材の高温強度

また，HIP(Hot Isostatic Pressing)などの熱処理によりタービンホイールの強度の平均値を上げ，バラツキを低減することが可能である。

(b) FEM解析設計

現在，コンピュータによるFEM解析がかなり進歩したので，ターボチャージャの運転条件を正確に与えれば，FEM解析により，強度と慣性モーメントの Trade Off を考慮したタービンやインペラの翼の最適設計が可能である。

③ フローティング軸受のコーキング

(a) センターハウジングの水冷化

センターハウジングの水冷化によるフローティング軸受部の温度低減の一例を，以下に示す。

温度低減効果は，走行時には100℃前後と少ないが，停止後のソークバック時には，200数十℃と非常に大きい。

現在，水冷センターハウジングは，多くの生産用ターボチャージャにも採用されている。

(b) エンジンオイルの選択

モータスポーツ用エンジンオイルには，鉱油系や合成油系のものがあるが，一般的に，どちらのものが，コーキング性に良いとは言えない。

合成油系の中には，400℃以上でもコーキングしないものがあるので，合成油系のものが多少良いと思われるが，最終的には，オイルの成分を分析して結論をだすべきだろう。

以上が，“モータスポーツ用ターボチャージャの技術動向”について紹介してきたが，最終的には，

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0[illegible]04.

今後のより良いターボチャージャとは，各項で述べてきた開発項目を"Combinedしたターボ"であろうと考える。

4. おわりに

モータスポーツ用ターボチャージャの"国内外の動向"について解説しろとのことであったが，モータスポーツの車両やエンジンに関する文献や雑誌などは非常に多いけれども，ターボチャージャそのものに関する情報は，皆無に近いことと，特に，プロトカーの技術情報は各社の機密に属することから，詳細を解説することは難しく，雑駁なまとめになってしまった。

なお，この資料をまとめるにあたり，多数の文献・雑誌等を参考にさせて頂いたので，この場所を借りて，深く感謝の意を表したい。

参考文献

(1) 桜井真一郎，モータスポーツ二輪，自動車工学全書，15巻(昭和55)，山海堂。
(2) 中村良夫，レーシングエンジンの過去・現在・未来(昭和57)，グラプリ出版。
(3) 三橋 孝，ターボ車の知識と特性(昭和55)，グランプリ出版。
(4) 鈴木 也，F1 Grand Prix，Auto Sport (1987−1)，三栄書房。
(5) 安藤 満，The Great F1 '87，Number 166 (1987−3)，文芸春秋。
(6) 宮下和也ほか，長寿命ボールベアリング・ターボチャージャーの開発，自動車技術，Vol.40，No.9，(1986)，p.1147.
(7) M. Banfle & H. Bott ; Der Porshe Type 959−Gruppe−ein besonders，Automobil−Teil 1，ATZ 88 (1986−5)，p.265.

論説・解説

二輪車用ターボチャージャ

三菱重工業㈱相模原製作所　京　谷　美智男
三菱重工業㈱相模原製作所　岡　崎　洋一郎

1. まえがき

近年，乗用車向ターボチャージャーの普及はめざましいものがあり，0.55 ℓの軽乗用車から3.0 ℓの乗用車まで広い範囲にわたっている。また動力性能も初期に比べ格段に向上しており，最近では，リッターあたり100 psを越えるものが出現している。今後も更に高出力化をめざす傾向が続くと予想され，ターボチャージャーに対する要求も厳しいものとなりつつある。

同様に，二輪車用エンジンの性能向上技術も年々進歩しており，小型化，軽量化と共に高出力化にも拍車がかかっている。最大出力は，リッターあたり150〜180 psにまで達し大きく伸びている。このような傾向は，1970年代の排気ガス規制における社会的要求への対策が一段落し，車本来の走りを求める要求に沿ったものと考えられる。特に二輪車においては，レース活動により蓄積された技術が一斉に市販車へ反映されたことが特徴的である。図1に，リッターあたりの比出力比較[(1)]を示す。

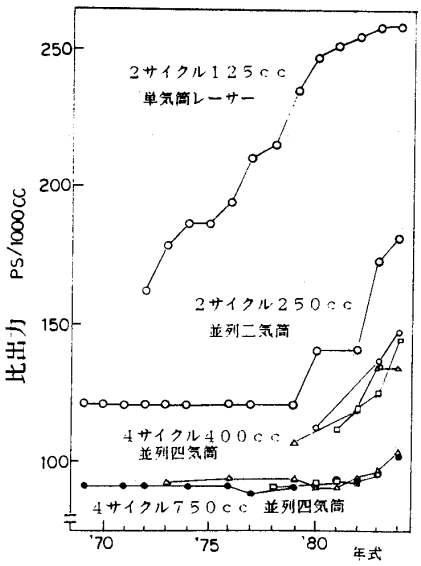


図1　比出力比較

(昭和62年4月30日原稿受付)

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0/04.

今後のより良いターボチャージャとは，各項で述べてきた開発項目を"Combinedしたターボ"であろうと考える。

4. おわりに

モータスポーツ用ターボチャージャの"国内外の動向"について解説しろとのことであったが，モータスポーツの車両やエンジンに関する文献や雑誌などは非常に多いけれども，ターボチャージャそのものに関する情報は，皆無に近いことと，特に，プロトカーの技術情報は各社の機密に属することから，詳細を解説することは難しく，雑駁なまとめになってしまった。

なお，この資料をまとめるにあたり，多数の文献・雑誌等を参考にさせて頂いたので，この場所を借りて，深く感謝の意を表したい。

参考文献

(1) 桜井真一郎，モータスポーツ二輪，自動車工学全書，15巻(昭和55)，山海堂。
(2) 中村良夫，レーシングエンジンの過去・現在・未来(昭和57)，グラプリ出版。
(3) 三橋 孝，ターボ車の知識と特性(昭和55)，グランプリ出版。
(4) 鈴木 也，F1 Grand Prix，Auto Sport (1987−1)，三栄書房。
(5) 安藤 満，The Great F1 '87，Number 166 (1987−3)，文芸春秋。
(6) 宮下和也ほか，長寿命ボールベアリング・ターボチャージャーの開発，自動車技術，Vol.40，No.9，(1986)，p.1147.
(7) M. Banfle & H. Bott ; Der Porshe Type 959−Gruppe−ein besonders，Automobil−Teil 1，ATZ 88 (1986−5)，p.265.

論説・解説

二輪車用ターボチャージャ

三菱重工業㈱相模原製作所　京　谷　美智男
三菱重工業㈱相模原製作所　岡　崎　洋一郎

1. まえがき

近年，乗用車向ターボチャージャーの普及はめざましいものがあり，0.55 ℓの軽乗用車から3.0 ℓの乗用車まで広い範囲にわたっている。また動力性能も初期に比べ格段に向上しており，最近では，リッターあたり100 psを越えるものが出現している。今後も更に高出力化をめざす傾向が続くと予想され，ターボチャージャーに対する要求も厳しいものとなりつつある。

同様に，二輪車用エンジンの性能向上技術も年々進歩しており，小型化，軽量化と共に高出力化にも拍車がかかっている。最大出力は，リッターあたり150〜180 psにまで達し大きく伸びている。このような傾向は，1970年代の排気ガス規制における社会的要求への対策が一段落し，車本来の走りを求める要求に沿ったものと考えられる。特に二輪車においては，レース活動により蓄積された技術が一斉に市販車へ反映されたことが特徴的である。図1に，リッターあたりの比出力比較[(1)]を示す。

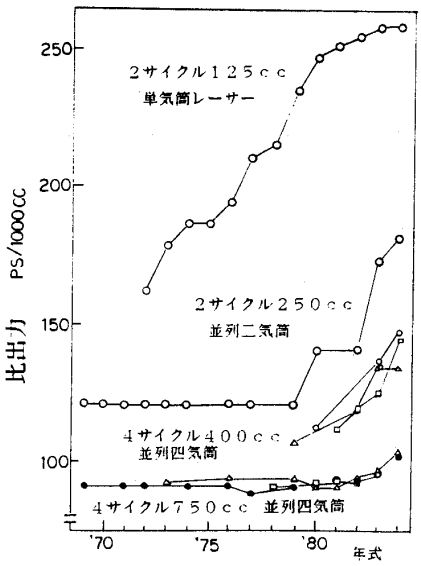


図1　比出力比較

(昭和62年4月30日原稿受付)

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0/04.

二輪車用エンジンの出力向上の一手段として，ターボチャージャーの適用も一般化しており，一時海外向に市販された。

本稿では，小型ターボチャージャーに対し二輪車用として要求される事項について，いろいろな角度から検討してみたい。

2. 二輪車用ターボチャージャーへのニーズ

1979年以降，各社共一斉にターボ付二輪車を海外向として市販した。500cc～750cc の排気量車にターボチャージャーを装着して900cc～1100cc並の性能を引き出しており大幅な出力向上がはかられた。当時，世界的な不況とも重なったこともあり，ターボ付二輪車に対する評価は今ひとつの感があった。しかし，この間に蓄積された高負荷での信頼性技術のノウハウが無過給エンジンの高性能化に生かされ，性能向上技術の一翼を担った意義は大きかった。

二輪車の特徴として，車体重量に対するエンジン重量の占める割合が大きいので，エンジン性能が車両の動力性能及び操縦安定性等に大きく影響を及ぼしている。また，二輪車のエンジンスペースは狭く，かつエンジンは外部に露出しているためターボチャージャーに対する要求は乗用車とは異なった部分が多い。たとえば，装着にあたっては乗員に対する配慮が必要であり，ターボチャージャーのレイアウトが非常に重要な位置を占めることとなる。

ターボチャージャー搭載にあたっての検討項目としては，

① ターボチャージャーから発生する熱の処理

② 騒音（吸気音，ターボ本体）対策

③ 雨水，じゃり石等の外的要因に対する防護

④ スタイリングを損なわないレイアウト位置

などがある。

ターボチャージャーに対する要求は，二輪車独自の性能及び車両形態から

① 限られたスペース及びエンジン重量への影響を極力少なくするため，超小型，軽量とする。

② 車両側より要求されるレイアウトにフィットする外観形状とする。

③ スロットルに対応する応答性を俊敏にするため，低慣性モーメント化と低フリクション化を計る。

④ エンジンの作動する低速域から高速域まで広範囲に要求空気量を確保すると共に，高効率を維持しなければならない。

⑤ 市場に受け入れ易くするために安価なターボチャージャーを開発，供給する必要がある。

等が挙げられる。特に，今後二輪車用として普及させるためには安価なターボチャージャーの開発が不可欠となるであろう。乗用車と比較して二輪車に対するターボチャージャーの価格比率が大きいため購売層が限られてしまうためである。図2にターボ搭載車の価格例[2]を示す。

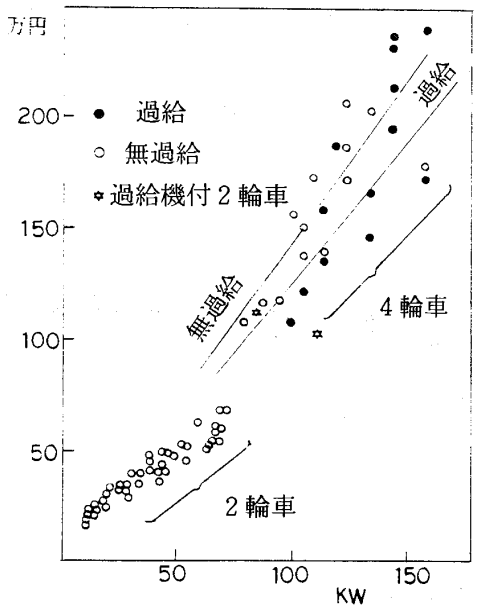


図2 ターボ車の価格

二輪車に要求される性能特性は，幅広いユーザ層を対象にするため選択の範囲が非常に広く，燃費重視型からスポーツ性重視型に至るまでさまざまな味付けがなされている。ターボ付二輪車に求められる性能特性も同様であるが，基本車種では得られない特徴をひき出すことにより，魅力のある車づくりが考えられる。たとえば下記の点においてメリットがある。

① 小排気量エンジンにて大排気量エンジンクラスの出力を得られるためパワーウェイト比で有利となり，かつ大排気量エンジンに対して低燃費も期待できる。

② 過給圧力を変化させることにより，1台のエンジンでいろいろなトルク特性を得ることが可能である。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0 04.

3. 二輪車用エンジンへの搭載例

3－1　ターボチャージャー搭載例　過給システムを計画するにあたって最も配慮を要する点は，ターボチャージャーの配置を決定することであろう。現在まで市販車における搭載位置は，エンジン前の上部又は下部，エンジン後部，エンジンクランクケース後方下部等，多岐にわたっておりそれぞれ工夫をこらしている。たとえば，ターボチャージャーから発生する熱が乗員に不快感を及ぼさないように遮熱板を設けると共に，フェアリングを効果的に用いて熱風を逃がす構造も見られる。また，じゃり石等に対する防護板を取り付けて破損防止としている構造等があり，二輪車独特の対応がなされている。図3にターボチャージャー搭載の一例を示す。また，図4に搭載されたターボチャージャーの外観を示した。

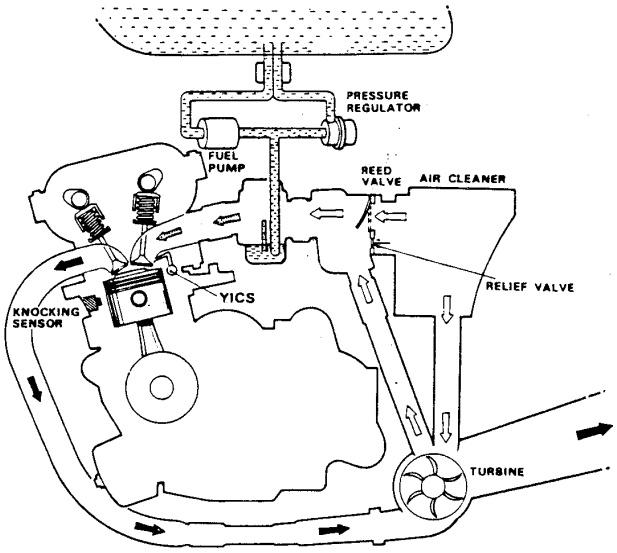


図3　ターボチャージャー搭載例

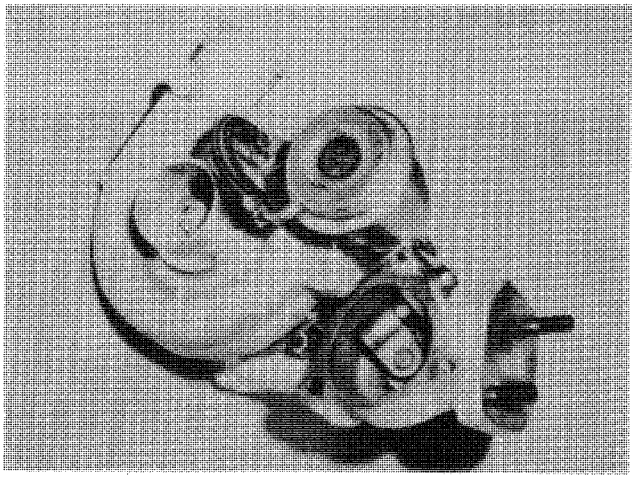


図4　TD 03 ターボチャージャー外観

本ターボチャージャーの構造上の特徴として

①　排気ガス出口は左マフラーと接続されており，排気ガスが常時排出される。

②　ウエストゲート通路は右マフラーと接続されており，ブースト圧力が設定圧力以上になるとウエストゲートバルブが開き，排気ガスが排出される。

③　エンジン出力が増大するにしたがい，左右のマフラーから同時に排出される。

などの機能を持っている。

また，コンプレッサハウジング及びタービンハウジングの外径寸法を小さくまとめると共に，ウエストゲートバルブ作動用アクチュエータの取り付け位置を本体に極力近づけ，大きさも小形のものを開発した。

この構造による二輪車へのメリットとしては

①　排気ガス通路が二つに分かれ左右のマフラーへ導びかれているため排気抵抗が減少し，エンジンの出力増大に貢献できる。

②　市街化走行等の通常走行時には片方のマフラーからのみ排気ガスが排出されるため，主排気通路を反沿道側に設けることにより騒音規制に対して有利となる。

③　マフラーの配置を基本車種とほぼ同一にすることが可能なため，スタイリングに影響を及ぼさずにレイアウトすることができる。

など有利な点がある。

3－2　エンジン過給システム　現在まで開発，市販されたターボ付二輪車用エンジンの燃料供給方法には，キャブレターシステムと電子制御燃料噴射システムがある。

図5に650 cc空冷4気筒ターボエンジンにて開発されたキャブレターターボシステムを示す。コンプレッサの下流に加圧型インナーエアベントキャブレターを設ける構造としたため，レイアウトは基本車種とあまり変わっていない。このため，さまざまな型式のエンジンに容易に適合できると同時に，安価なシステムとすることが可能である。

電子制御燃料噴射システムは，燃料噴射量の制御が容易なため排気ガス規制等に有利であり，また，エンジンの負荷変動に対して応答特性が向上する等メリットは多い。今後，二輪車のエレクトロニクス化と共に開発が進むと思われるが，いか

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0 14.

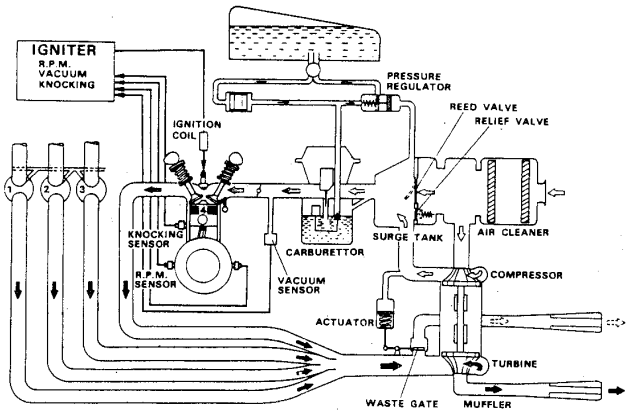


図5　キャブレターターボシステム

に低コスト化できるかが課題となろう。

4. ターボチャージャーの諸元と構造

ＴＤシリーズターボチャージャーの構造上の特長について述べる。

ＴＤシリーズの開発にあたっては，次のような設計上の配慮を加えている。

空力性能面においては，車両用，産業用，舶用等，各種用途について良好なターボチャージャー効率が得られる給気圧力範囲を設定して空力設計を行っている。

また，耐久面においては使用される条件，用途に応じてタービンハウジング材質の選択が可能であると共に，オイルコーキングに対する対策として水冷ベアリングハウジングを設定する等，ターボチャージャーの信頼性向上に努めている。

４－１　主要諸元　図６にＴＤ02形ターボチャージャーの外観写真，表１に主要諸元，図７に各機種の空気流量範囲を示す。図７に示されるように空気流量範囲は隣接機種と大きくオーバラップさせて，ガソリンエンジン，ディーゼルエンジンの幅広い用途に十分対応できるように設定されている。

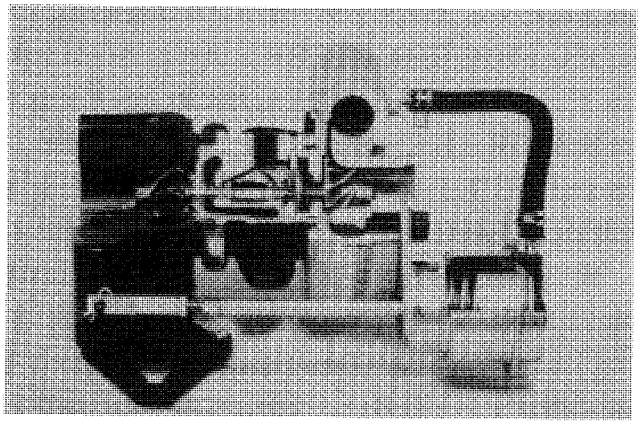


図6　TD 02 ターボチャージャー外観

表１　三菱小型ターボチャージャーの仕様

Model		TD02	TD025	TD03	TD04	TD05	TD06
最高回転数 rpm		260,000	240,000	230,000	200,000	170,000	145,000
最高ガス温度 °C		950	950	950	950	950	950
最高圧力比		2.2	2.2	2.3	2.4	2.9	3.0
空気流量範囲 kg/s (Press. ratio=2)		0.01 ~ 0.05	0.015 ~ 0.07	0.02 ~ 0.09	0.04 ~ 0.16	0.05 ~ 0.22	0.08 ~ 0.28
ディーゼルエンジン出力 (Press. ratio=2) PS		8 ~ 40	12 ~ 56	15 ~ 65	30 ~ 130	40 ~ 180	70 ~ 230
Gasoline Engine Cylinder Volume ℓ	乗用車	0.50	0.75	1.0	1.5	2.0	2.6
	二輪車	0.25	0.40	0.50	0.75	1.0	1.3
重量 (kg)	without W/G	-	-	3.0	3.5	4.0	5.0
	with W/G	2.0	2.3	3.5	4.0	5.0	6.5

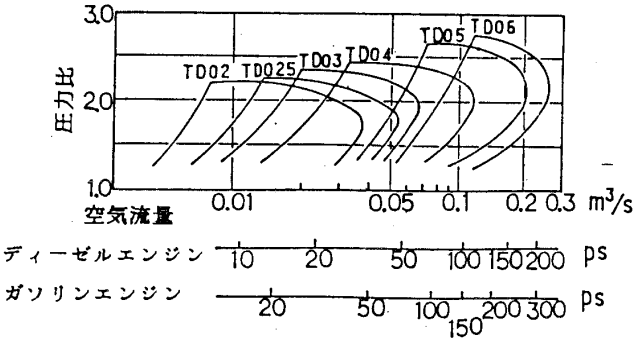


図７　三菱小型ターボチャージャーの空気流量範囲

４－２　構造　図８にウエストゲート内蔵型ＴＤ02ターボチャージャーの断面図を示す。

４－２－１　構造の概要　ＴＤシリーズのターボチャージャーでは，タービン部にはノズルレス方式のラジアルタービンを採用，コンプレッサ部には，ベーンレスディフューザ付き遠心式コンプレッサを採用している。タービンホイールはニッケル基耐熱合金製，コンプレッサホイールはア

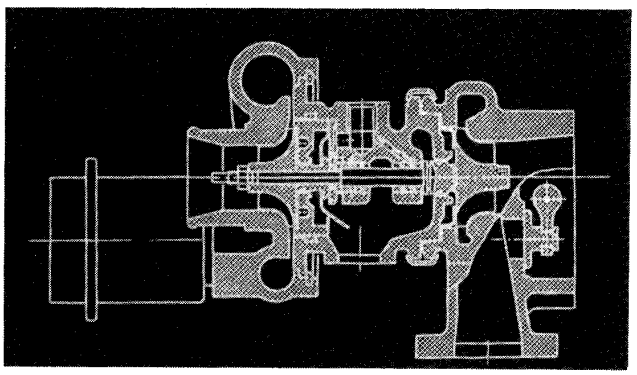


図８　TD 02 ターボチャージャー断面図

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/12/04.

ルミ合金製であり，それぞれ一体精密鋳造により製作されている。

ベアリングハウジングとコンプレッサハウジングは，構造簡単化，軽量化のため特殊なスナップリングを用いて締結されている。また，ベアリングハウジングとタービンハウジングはVカップリングにより締結され，全体構造の簡素化に寄与している。

ジャーナル軸受は，2個の完全浮動ブッシュ軸受を採用し，軸系の振動を吸収して高速まで安定して回転できるよう，精密なクリアランス調整が行われている。

スラスト軸受は，コンプレッサ側に配置され，シャフトに組み込まれ一体となって回転するカラーにより，スラスト方向の力を支える構造となっている。

各軸受への給油は，エンジンのシステム油を分岐して用い，強制潤滑を行うよう設計されている。

小形軽量で部品点数の少ないことが特徴である。

5. ターボチャージャーのマッチング

ターボチャージャーのマッチングは，乗用車向の場合と基本的には同じである。この方法については多くの解説がされているので詳細は省略するが，要約すると

① エンジンの低速域から高速域までの広い空気流量範囲をカバーするコンプレッサの選定

② エンジン作動特性を決定するタービンスクロールA／Rの選択

③ エンジントルク特性を調整するための過給圧力の制御

という点にまとみられる。次に，エンジン性能の要求に合わせて，燃費率の重視，低速トルク優先，最大出力優先等，細かいマッチングが実施される。

図9に650 ccのエンジンにて得られた全開性能特性の例を示す。

5－1 小排気量エンジンのマッチング

ターボチャージャーの総合効率はエンジン性能に大きく影響するため最も重要である。

総合効率がある値以下では，低速トルク向上，高速燃費改善等の要求を満たすことができない。ターボチャージャーを小型化すると共に，高効率をキープすることが難しく，より一層の改良が必要となる。

本章では，250 ccの小排気量にて試みたマッチングについて紹介してみたい。開発にあたって性能特性はスポーツ性を重視した高速型とすることを目標とした。

このクラスのエンジンにターボチャージャーを搭載した例は今だかってなかったため，650 ccクラスの経験を基にして進められた。初期においてターボチャージャーの流量特性は満足したもののエンジンの要求性能に対しては不十分な結果であった。図10に初期全開性能の給排気圧力特性を示す。ブースト圧力は，高速域にて立ち上がっており，より低速域での改善が望まれた。タービンスクロールA／Rの変更によって若干低速側へ移動したものの排気圧力も増大したため性能改善は少なかった。この要因として

① 小型化によるタービン効率及びコンプレッ

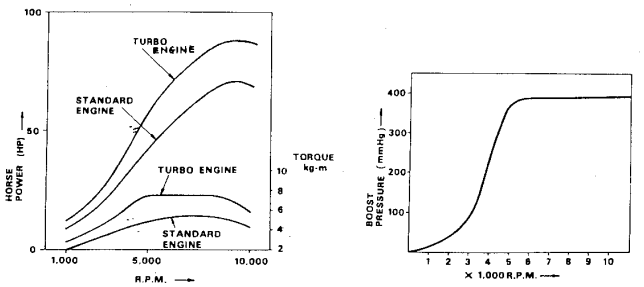


図9　エンジン全開性能

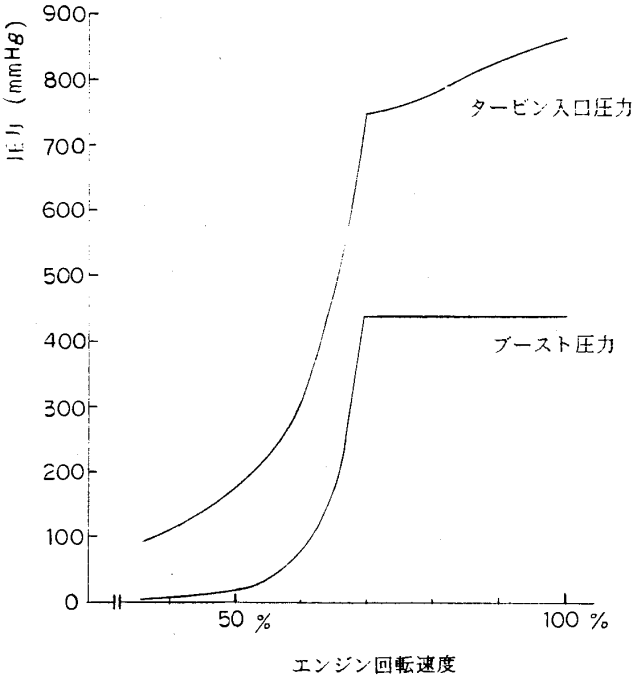


図10　給排気圧力特性

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0

サ効率の低下

② タービン出力に対する軸受のフリクションロス比率が大きく，総合効率が大幅に低下したこと。

などが挙げられた。

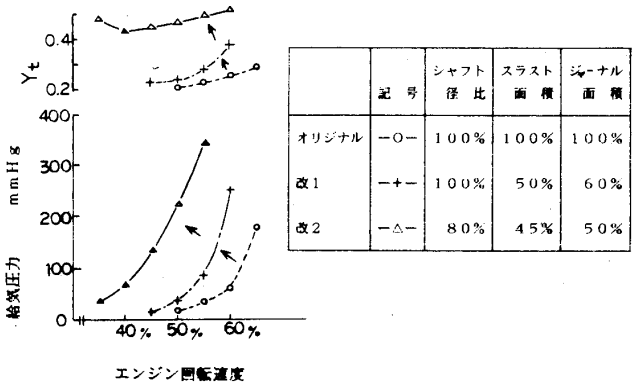
このため，次のステップとして軸受まわりの改善を行い，フリクションロスの低減を計ることとした。対象とした要素部分は

① タービンロータ軸径の減少

② フローティングメタル摺動幅の減少及び内外径の減少

③ スラストメタル摺動面積の減少

に絞って実施した。これらの改良による効果は，図11に示すように良好な結果が得られた。



	記号	シャフト径比	スラスト面積	ジャーナル面積
オリジナル	—○—	100%	100%	100%
改1	—+—	100%	50%	60%
改2	—△—	80%	45%	50%

図11　ベアリングロス改善例

フローティング摺動面積40%減の場合，見かけのタービン効率（機械効率を含む）は5%アップし，さらにスラストメタル摺動面積50%減の場合，11%アップした。また，タービンロータ軸径を20%減とすることにより，最終的には約20%の見かけのタービン効率向上が計られた。図12にフリクションロス改善前と改善後の給排気圧力特性を示す。ブースト圧力のインターセプト点は，初期に比べて約1000 rpm 程低速側へ移動している。また，ブースト圧力と排気圧力の差も小さくなり総合効率が向上していることを示している。

第2ステップとして，低速域の性能を悪化させずに高速域の性能も向上させるため，空力性能面の改善を行うこととした。空力性能の向上策として

① タービンホイール外径及び流量特性の見直しと，ホイール形状の改良

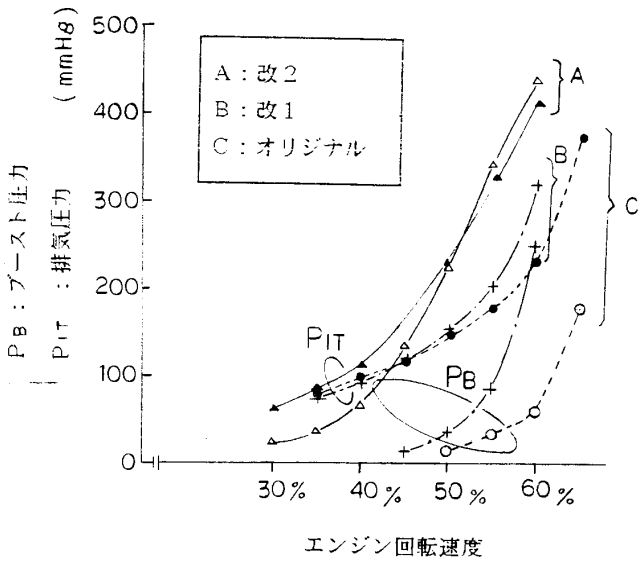


図12　給排気圧力特性比較

② コンプレッサホイール外径の見直し及びホイール形状の改良

③ コンプレッサハウジングのスクロール面積変化の適正化及びディフューザ径と幅寸法の見直し

などを実施した。図13及び図14にタービンホイール及びコンプレッサホイールの従来形状と新形状との比較を示した。空力性能の改善により総合効率を約6%アップすることができたため，エンジン高速性能もおおよそ満足し一応の評価が得られ

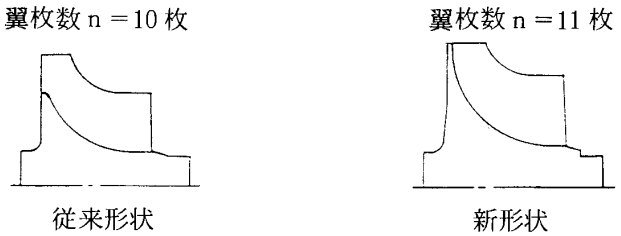


図　タービンホイール形状

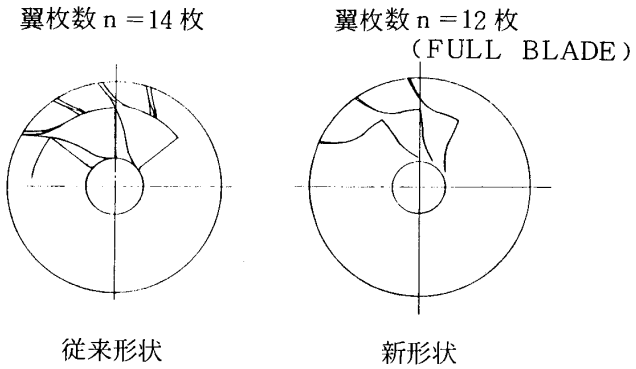


図14　コンプレッサホイール形状

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/

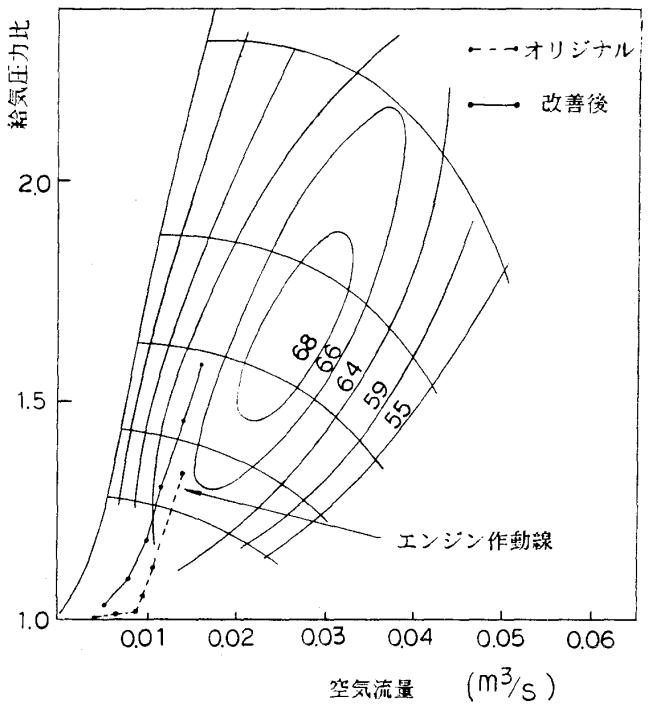


図15　エンジン作動特性

た。図15にコンプレッサマップ上のエンジン作動特性を示す。以上のように，小排気量エンジンに対して過給による性能改善の見通しが得られたことは大きな意義があり，さらに改良を加えることによって実用化は十分可能と思われる。

6. 過給レスポンスの改善

ターボチャージャー付エンジンの課題は過給レスポンスの遅れである。二輪車のレスポンスに対する要求は乗用車と比較してより厳しく，改善に努力が払われている。本項ではエンジンシステムによる改善とターボチャージャーの新技術による改善について説明したい。

6－1　エンジンシステムにおけるレスポンス向上技術　　レスポンス向上の方法として過給圧コントロールシステムを紹介する。図16にレスポンス対策例[(2)]を示す。従来のターボチャージャーはウエストゲートバルブが開き，排気エネルギーを逃がしているのが一般的である。このシステムではウエストゲートバルブを働かせているアクチュエータとコンプレッサの間に逆止弁とオリフィスを設け，加速時のウエストゲートバルブ作動時期を遅らせることにより過給圧を一定時期高く維持し，追い越し性能を向上させている。図17はシャシー台上での追い越し時間と過給圧特性[(2)]であり，加速性能の明確な差がわかる。

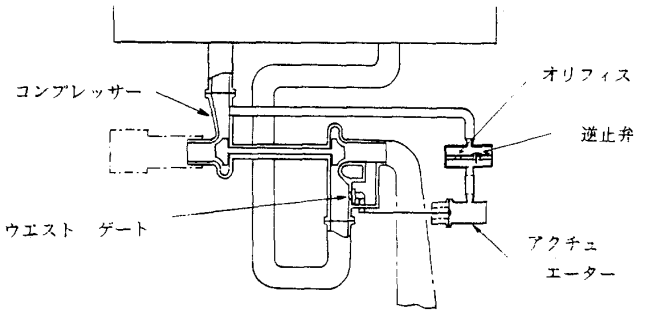


図16　レスポンス改善例

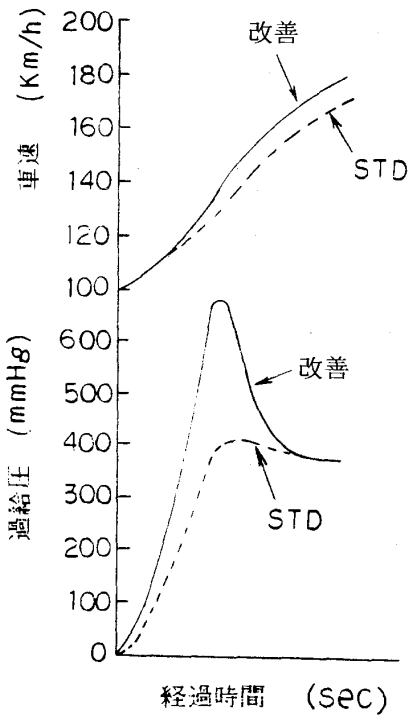


図17　100 km/h からの加速性能

更に，サージタンクにリードバルブを設け，急激な圧力変化に対してエアクリーナ室から新気を直接流入させ，レスポンスの向上を図っている。

6－2　ターボチャージャーにおけるレスポンス向上技術

(1)　慣性モーメントの低減　　慣性モーメントの低減はレスポンスの向上に非常に効果的であり車両の性能向上に貢献する。慣性モーメントを低減するための方法として

① 小形タービンホイールの採用（大容量化）
② タービンホイールの翼枚数減少と翼薄化
③ セラミックタービンホイール等の採用

などがある。図18にメタルとセラミックホイールの慣性モーメント比較を，図19にステップ応答の

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/25

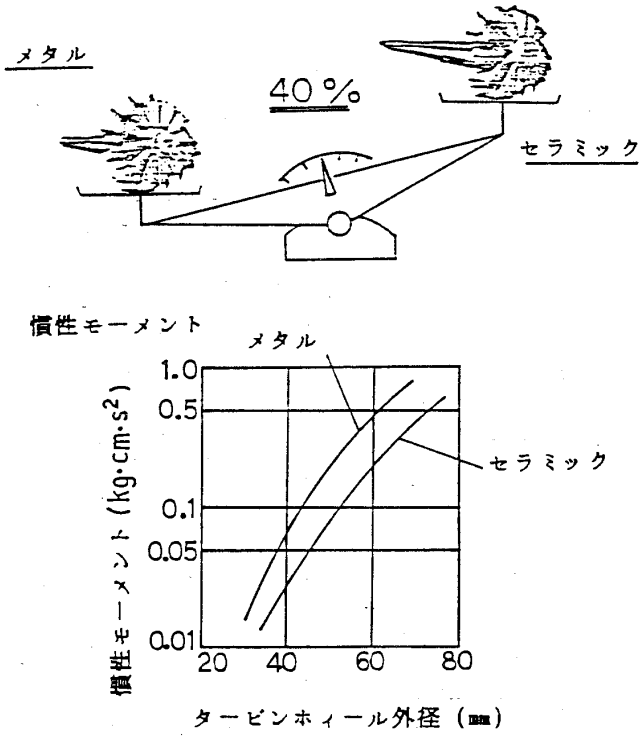


図18　メタルトセラミックホィールの重量及び慣性モーメントの比較

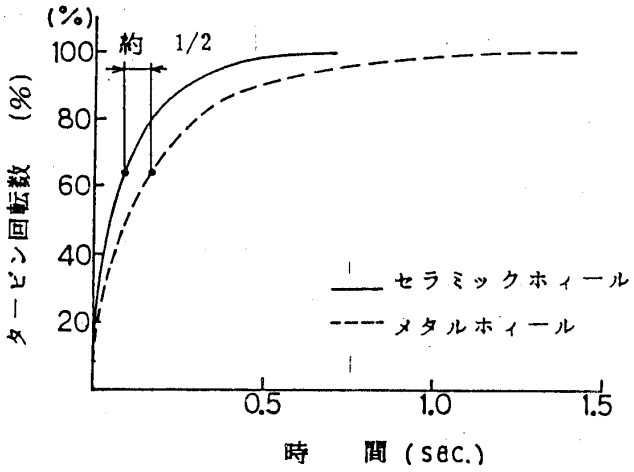


図19　メタルとセラミックホィールのステップ応答比較

比較を示す。

(2) 軸受フリクションの低減　　現在，ボールベアリング軸受，磁気軸受及び空気軸受等の研究が進んでおり，一部ではその効果も確認されつつある。図20にボールベアリング軸受による効率改善効果を示す。

(3) 可変容量タービン　　タービンノズル面積を減少させることにより，タービン入口ガス速度が上昇するため，タービン出力も増大し過給レス

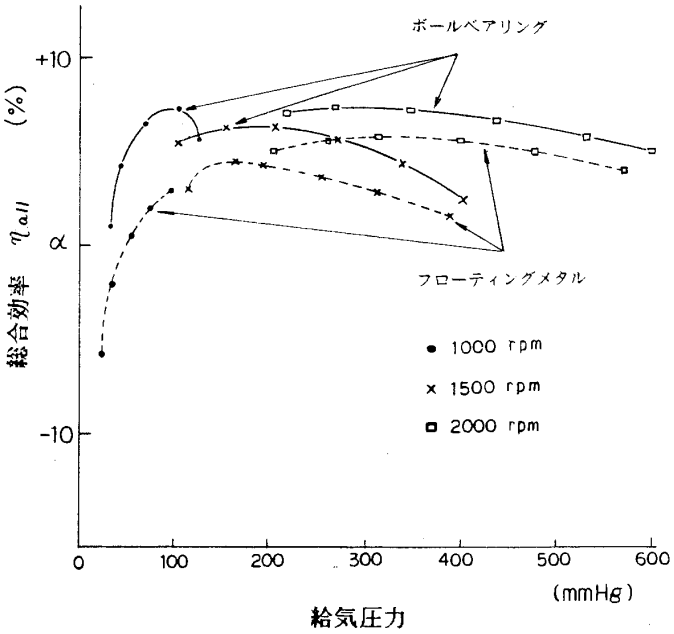


図20　ターボチャージャー総合効率比較

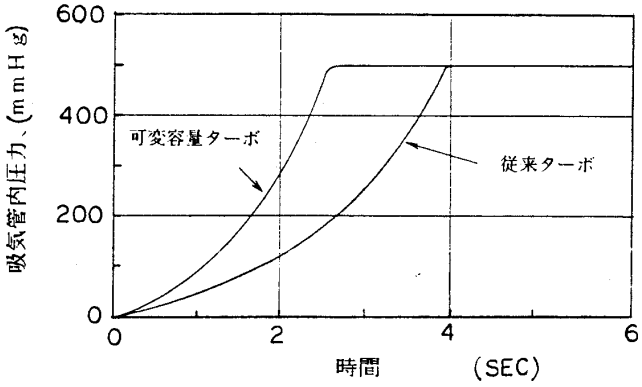


図21　台上加速性能試験

ポンスが改善される。図21に可変容量タービンによる過渡応答性の向上効果を示す。

7. あとがき

二輪車から要求されるターボチャージャーについて実例を中心に概要を述べてみた。昨今，ターボチャージャーの総合効率は飛躍的に向上しており，今後もエンジン性能向上に果たす役割は大きいものと考えられる。

二輪車用ターボチャージャーの開発において得られたノウハウは乗用車用ターボチャージャーにも生かされており，特に軽乗用車用小型ターボチャージャーの開発にあたっては大いに役立たせることができた。技術の進歩にはめざましいものがあり，ターボチャージャーに対しても様々な要求がなされている。このため，基本的な性能改善は

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/03/04

もちろんのこと，ユーザのニーズに対応する新技術の開発がますます必要とされるであろう。今後も二輪車市場におけるターボチャージャーへの再評価を期待すると共に，技術の動向を注視してゆきたい。

参考文献

(1) 浅羽・青井，機械の研究，37−3（昭60−3），15
(2) 浅羽・青井，機械の研究，37−4（昭60−4），21，22

論説・解説

発電機用ターボチャージャの現状と利用技術について

石川島播磨重工業㈱　三　堀　　健

1. まえがき

最近のディーゼル・ガス機関の進歩はめざましいものがあり，これは発電用機関についても例外でなく，平均有効圧力の増加から低燃費化へと大きな成果が得られている。これに伴い，ターボチャージャーも種々改良されて現在に至っている。

ここでは発電機用ターボチャージャーの利用技術とその現状について概要を紹介したい。

2. 発電用機関とターボチャージャーの種類

発電用機関は陸上発電用と船内電力用に大別されるが，その用途・出力に応じて種々のターボチャージャーが使用されている。図1に陸上用ディーゼル発電機関の推移を示す。

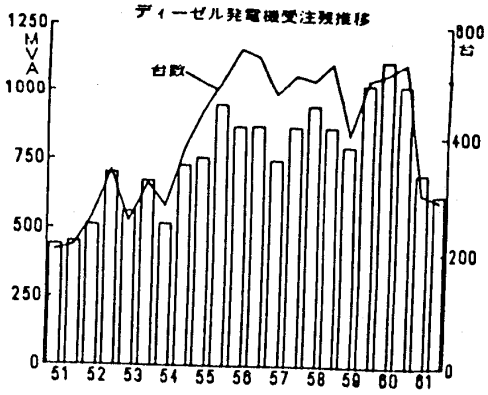


図1　陸上用500KVA以上のディーゼル発電機の推移[14]

（昭和62年4月27日原稿受付）

代表的なターボチャージャー構造を表1と図2に，また一般的な適用範囲を図3に示す。

コンプレッサは単段遠心式が採用される。羽根車は一体形と，インペラ部とインデューサ部に分けた別体形がある。別体形のインデューサ部や一体形は，アルミの精密鋳造品または鍛造アルミの切削加工品を用い，別体形のインペラ部は鍛造アルミまたはチタンの切削加工品が用いられている。空力性能的にはインデューサ部にスプリッタ翼の採用や羽根出口部のバックワード付さらにはバックワード＋レイク付翼などの種類がある。また，ディフューザはベーン付が一般的であり，直線翼形，層流翼形およびチャンネルディフューザが採用される。

表1　主な発電機用ターボチャージャの構造と用途

ターボチャージャー構造				発電用途	
コンプレッサ形式	タービン形式	軸受形式	給油方式	船内電力用	陸上発電用
遠心式	ラジアル式	中間支持平軸受	外部給油式	○	○
	軸流式	両端支持ころがり軸受	自己給油式	○	○
			外部部給油式		○
		中間支持平軸受	外部給油式		○
		両端支持平軸受			○

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2026/07/04.

もちろんのこと，ユーザのニーズに対応する新技術の開発がますます必要とされるであろう。今後も二輪車市場におけるターボチャージャーへの再評価を期待すると共に，技術の動向を注視してゆきたい。

参考文献

(1) 浅羽・青井，機械の研究，37−3（昭60−3），15
(2) 浅羽・青井，機械の研究，37−4（昭60−4），21，22

論説・解説

発電機用ターボチャージャの現状と利用技術について

石川島播磨重工業㈱　三　堀　　健

1. まえがき

最近のディーゼル・ガス機関の進歩はめざましいものがあり，これは発電用機関についても例外でなく，平均有効圧力の増加から低燃費化へと大きな成果が得られている。これに伴い，ターボチャージャーも種々改良されて現在に至っている。

ここでは発電機用ターボチャージャーの利用技術とその現状について概要を紹介したい。

2. 発電用機関とターボチャージャーの種類

発電用機関は陸上発電用と船内電力用に大別されるが，その用途・出力に応じて種々のターボチャージャーが使用されている。図1に陸上用ディーゼル発電機関の推移を示す。

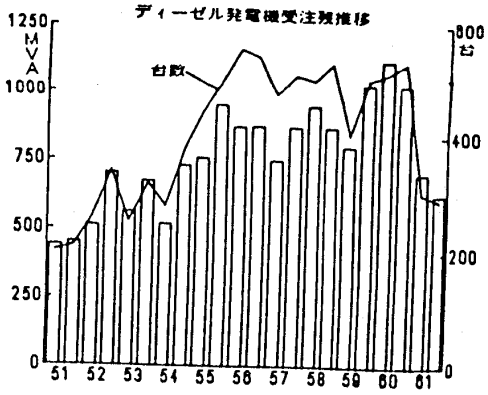


図1　陸上用500KVA以上のディーゼル発電機の推移[14]

（昭和62年4月27日原稿受付）

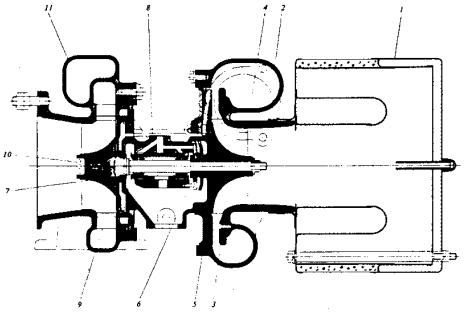
代表的なターボチャージャー構造を表1と図2に，また一般的な適用範囲を図3に示す。

コンプレッサは単段遠心式が採用される。羽根車は一体形と，インペラ部とインデューサ部に分けた別体形がある。別体形のインデューサ部や一体形は，アルミの精密鋳造品または鍛造アルミの切削加工品を用い，別体形のインペラ部は鍛造アルミまたはチタンの切削加工品が用いられている。空力性能的にはインデューサ部にスプリッタ翼の採用や羽根出口部のバックワード付さらにはバックワード＋レイク付翼などの種類がある。また，ディフューザはベーン付が一般的であり，直線翼形，層流翼形およびチャンネルディフューザが採用される。

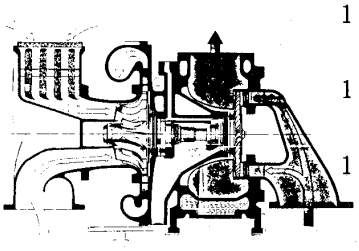
表1　主な発電機用ターボチャージャの構造と用途

ターボチャージャー構造				発電用途	
コンプレッサ形式	タービン形式	軸受形式	給油方式	船内電力用	陸上発電用
遠心式	ラジアル式	中間支持平軸受	外部給油式	○	○
	軸流式	両端支持ころがり軸受	自己給油式	○	○
			外部部給油式		○
		中間支持平軸受	外部給油式		○
		両端支持平軸受			○

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2026/07/04.

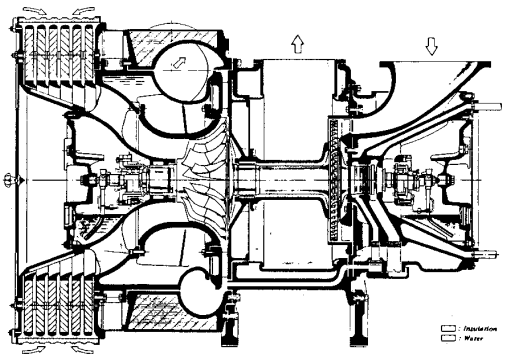


1 a. IHI-RU 形ターボチャージャ



1 a.：ラジアルタービン形
中間支持平軸受式
1 b.：軸流タービン形
中間支持平軸受式
1 c ：軸流タービン形
両端支持ころがり軸
受式

1 b. IHI-BBC VTC形ターボチャージャ



1 c. IHI-BBC VTR形ターボチャージャ

図2　過給機断面図

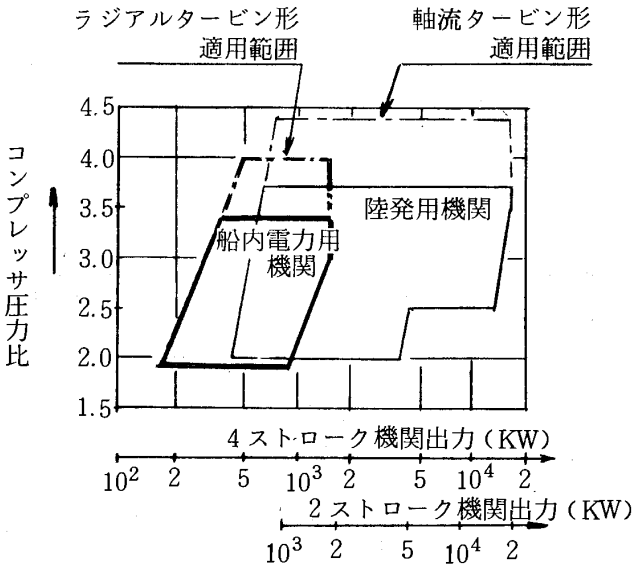


図3　ターボチャージャ形式と機関の適用域

タービンは大形は単段軸流式が，小形は単段ラジアル式が採用されている。軸流式のタービンノズルには曲板翼の鋳込み品や，プロファイルド翼の精密鋳造品/溶接品が用いられる。ラジアル式タービンノズルは，ベンレス形かプロファイルド翼付が採用される。動圧過給機関への適用の場合はシリンダ群の排気干渉を防ぐため，ガス通路を2～4分割したガス入口ケーシングを用いる。

次に回転系については軸受の位置により，両端支持形式と中間支持形式に分けられるが，いずれも使用域は2次の危険速度を越えた範囲までに亘っている（図4）。また各種軸受方式による機械損失の比較例を図5に示す[1)]。

3. ターボチャージャーの利用技術

ターボチャージャーの利用技術として機関とのマッチング[13)]や負荷変動時の追従性改善などがまず上げられるが，これらは個別の機関要目に密接に関係するためここでは省略し，機関の性能向上や用途別の利用技術について概要を述べる。

The first three critical speeds
Damping force ratio $F_D/F_F = 0{\cdot}25$
i = Bearing resilience per bearing (equal for both bearings)
n = Turbocharger speed
The maximum operating speed $n_{max} = 550/s$ has been established so that at $D_V \approx 300$ mm a compressor pressure ratio $\Pi_v = 4{\cdot}5$ is obtained

The resilience values for external bearings (A) and internal bearings (I) lie within the coloured areas. (The values on the chain-dot curve have been assumed for the computed results shown in Fig. 4 and 5.)

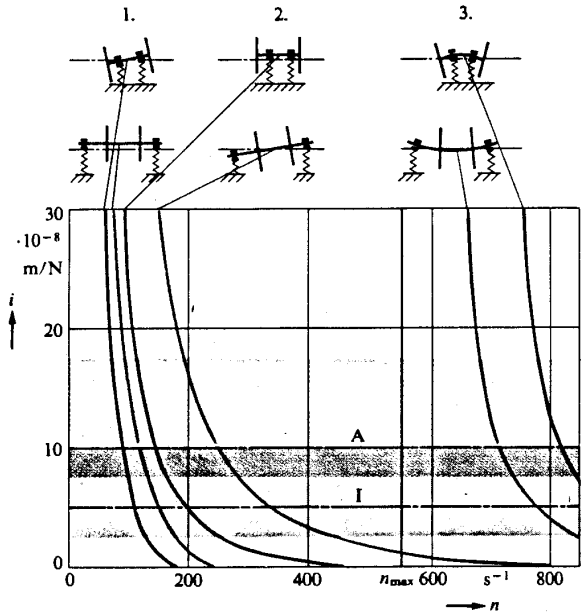


図4　危険速度比較例
注）使用圧力比は図5と共通

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04

Relative frictional loss in bearings

N_L = Total bearing frictional loss
N_V = Compressor output
n = Turbocharger speed
Π_v = Compressor pressure ratio ($D_V \approx 300$ mm)
N_M = Engine load (fixed-pitched propeller operation, medium-speed engine. 100% = full load).
a = External rolling-contact bearings (with shaft end pumps and centrifuges)
b = External plain bearings (with bushes on shaft)
c = Internal plain bearings (without bushes on shaft)

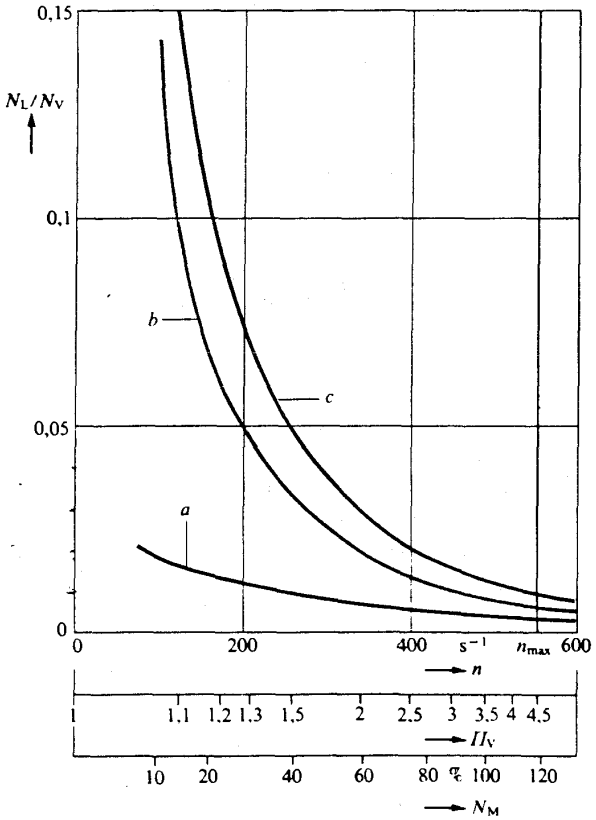


図5　機械損失比較例

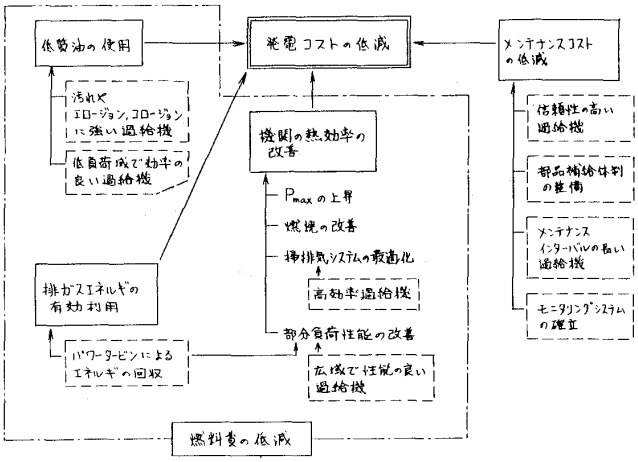


図6　機関の稼動コストの低減と過給機の果たす役割

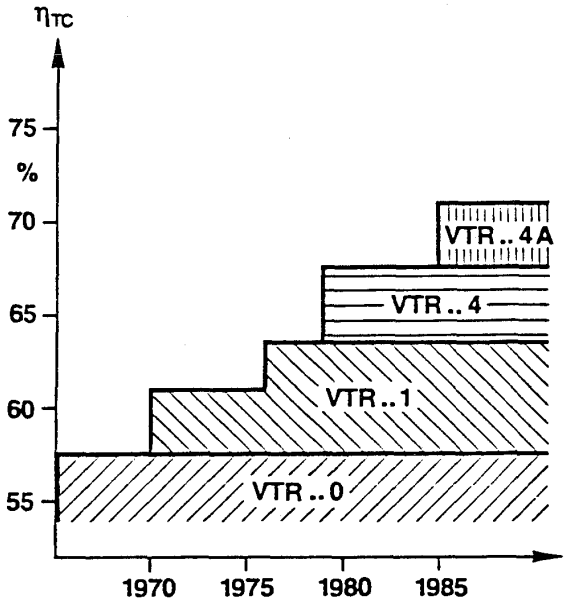


図7　IHI−BBC VTR形ターボチャージャ効率の変遷例[5)]

(1) 発電コストの低減とターボチャージャーの果たす役割

今日の機関の運転コストの低減のためにとられている諸対策については，燃料費の低減とメンテナンスコストの低減に分けられる。図6にこれらに関するターボチャージャーの果たす役割を示すが，これらについて現状を述べる。

燃料費の低減について：このためにはさまざまな方策があるが，過給機に関連する項目としては次の三点が考えられる。

第一は機関の熱効率の改善である。

機関の有効ストロークの増大などの掃排気システムの最適化のために，高いターボチャージャー効率が要求されるが，同時に機関の全力時だけでなく，部分負荷時の性能改善も必要となり，十分に広い領域で良好な性能を持つことが不可欠である。このために空力性能の向上および機械損失の改善について開発が注力されている[2) 3) 4)]。

図7および図8にはターボチャージャー効率の変遷と効率範囲の例を示す。またターボチャージャー効率は同一設計のシリーズ機では，大形になる程効率が上昇するため，複数台のターボチャージャー使用からより大形のターボチャージャーの単数使用する場合もある[6)]。図9にターボチャージャーのサイズと効率の変化の例を示す[2)]。

第二は機関からの排ガスエネルギの有効利用があげられる。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/03

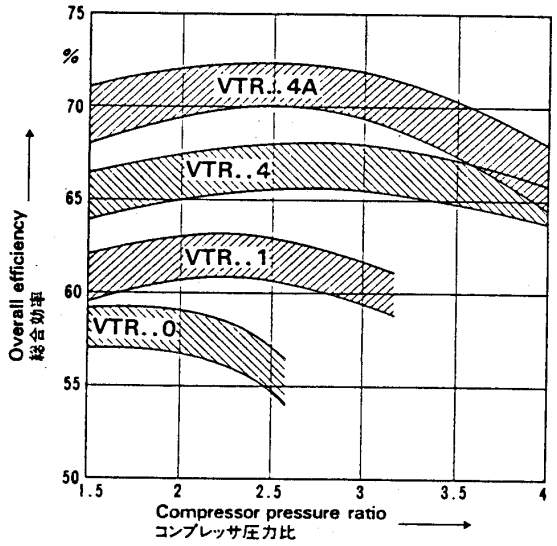


図8　ターボチャージャ効率範囲
（IHI−BBC VTR形ターボチャージャ）

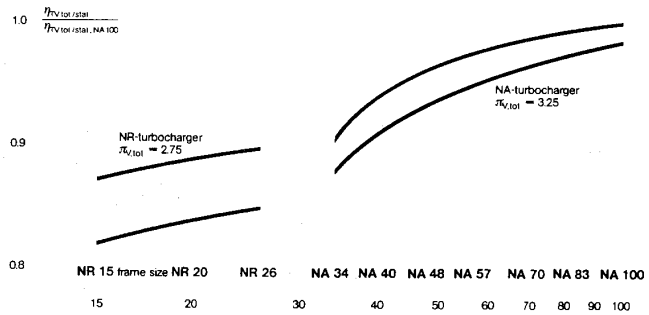


図9　ターボチャージャサイズと効率変化例[2)]
（M. A. N.−B & W ターボチャージャ）

ターボチャージャー効率が機関側の掃排気系の要求値よりも高い場合，排ガスの一部をパワータービンに導き，排ガスエネルギから直接エネルギを回収する方法がある[7)]。またこのパワータービンと高効率ターボチャージャーの組合せは，機関が部分負荷で使われる時にはパワータービンへの排ガス供給をカットすることにより，メインのターボチャージャーへ行くガス量が増加するため過給空気量が増加し，機関の部分負荷特性の改善にも効果が生じ一種の Variable Geometry System として働く。

パワータービンの例を図10に示す。

船内発電システムの例を図11[8)]に，また陸上システムの例を図12に示す。

第三は低質燃料油の使用があげられる。低価格の低質燃料油の適用要求は増大しており，このためには排気系の汚れに強いターボチャージャーと

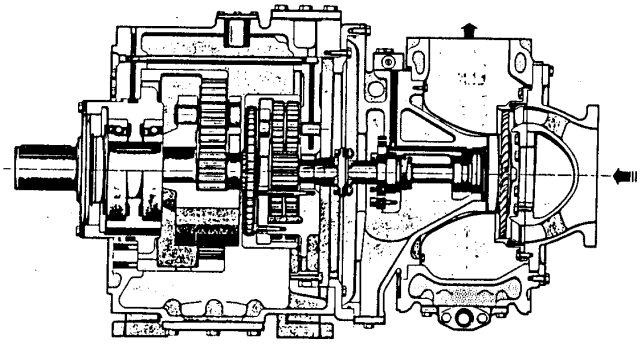


図10　IHI−BBC NTC形パワータービン

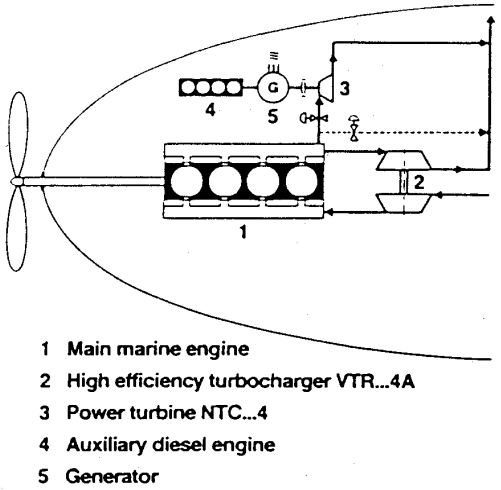


図11　パワータービン付船内発電システム例
（BBC integrated power system）

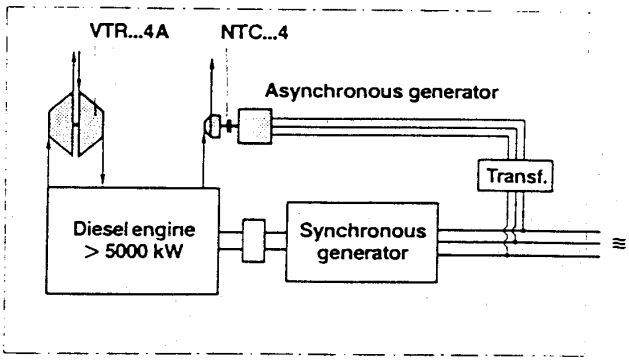


図12　パワータービン付陸上発電システム

して，稼動後の汚れによる性能低下対策およびエロージョンやコロージョンに対する耐久性が要求される。後者の対策として，軸流タービン式ターボチャージャーでは硬質のシュラウドリング材質の開発や，ラジアルタービン形式ターボチャージャーでのベンレスノズルの採用などがあげられる。また効果的なタービン洗浄方法の開発もなされている。図13に燃料の低質化への変遷例[9)]を，図14にシュラウドリング対策例を示す。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

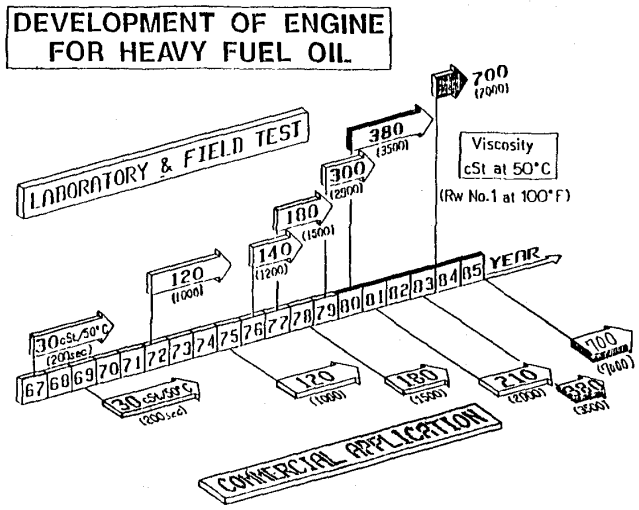


図13 低質燃料比変遷例

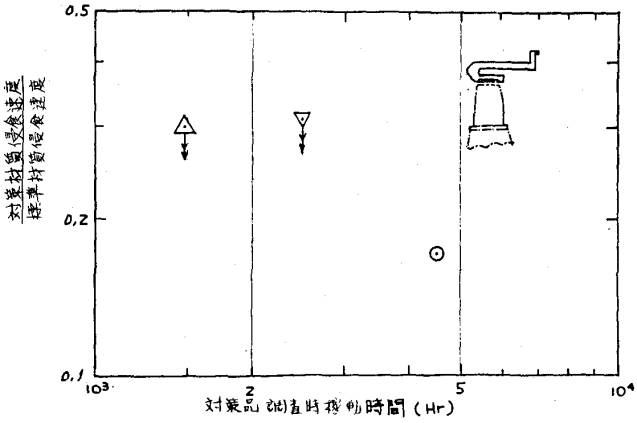


図14 IHI－BBC VTR..1形ターボチャージャシュラウドリング対策例

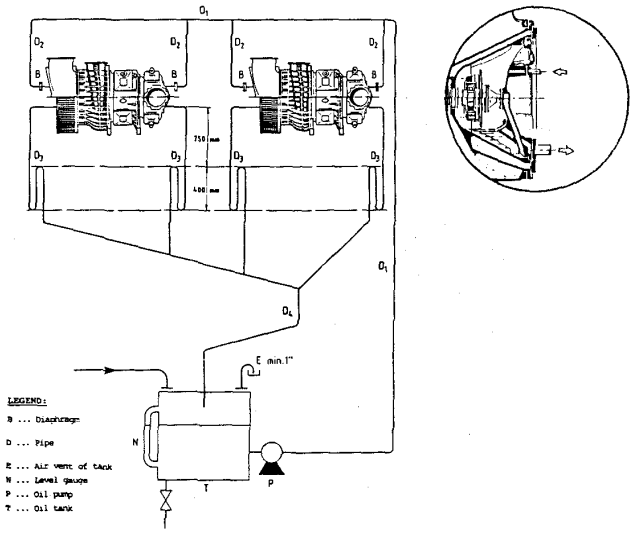


図15 潤滑油外部補給システム例
（自己給油式ころがり軸受方式）

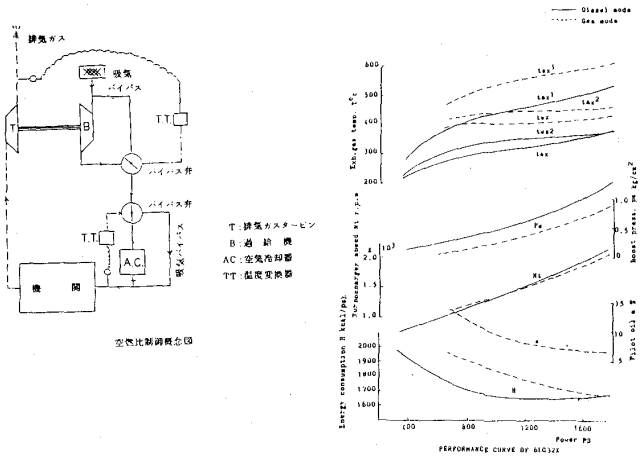


図16 デュアルフューエル機関例

メンテナンスコストの低減について：燃料費の低減以外にメンテナンスコストの低減策として，信頼性の高いこと，部品補給体制が完備されていること，メンテナンスインターバルの長いこと，およびモニタリングシステムの確立などが要求される。前二者については，重要な項目であるがターボチャージャー一般に要求されることであり，ここでは詳細は省略する。

メンテナンスインターバルの延長化については，過給機のオペレーション上での潤滑油供給の問題および経年変化による性能低下対策がある。この要求に対し，潤滑油供給方式は外部給油式の採用が一般的であるが，自己給油方式のターボチャージャーにおいても本体内の油溜部の潤滑油を自動交換するシステムが開発されている(図15)。性能低下対策については前述の汚れの洗浄方法の開発の他に，ターボチャージャーの性能診断 ── モニタリングシステム ── の開発の要求が今後増加していくものと考える[10]。

(2) その他の利用技術

ガスエンジン用ターボチャージャー：ガスエンジンは燃焼の空燃比の制御が必要となり，ターボチャージャーは高い排ガス温度下で使用されるため，必要に応じてガス側部品の材質や構造の変更を行う場合もある。図16にデュアルフューエル機関の例を示す[11]。

高温地帯での適用：陸上発電所の設置場所は多様なものがあり，特に吸入空気温度が高い場合はコンプレッサ羽根車の材質を高温強度に優れたチタン材などに変更する場合もある。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

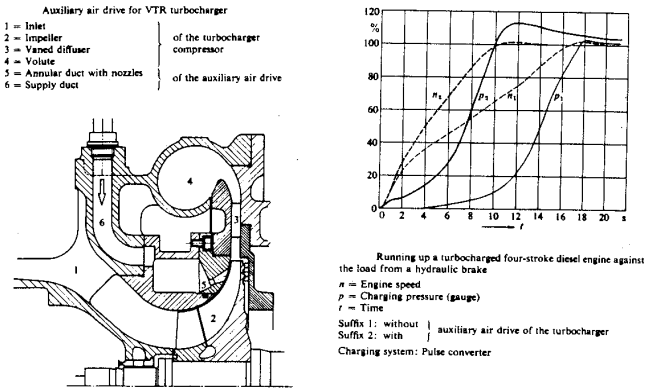


図17 加速性改善対策例

加速性の改善：非常用発電の緊急起動時の加速性改善のためコンプレッサ羽根車に補助空気を吹き付ける方法も開発されており，この方法で起動時間が約60%になった例もある(図17)。

特殊用途：燃料電池発電システムの中にターボチャージャーを用いて，排ガスエネルギを回収し，発電用空気供給装置としての使用例もある。開発実験段階であるので詳細は省略するが，将来的には発展が期待されている。

4. あとがき

ターボチャージャーメーカの立場から，発電機用ターボチャージャーの現状と利用技術の適用例を，概略的な内容について記述した。これらはエンジンメーカとターボチャージャーメーカとの間の密なコンタクトにより常に開発・改良がなされてきたものである。ターボチャージャーメーカとして今後ともより一層の努力により，発電用機関の発展に役立つことを願っている。

最後に，貴重な資料を快よく提供して載いた関係各社に深く感謝する次第である。

以 上

引用文献

1) H. Hörler・H. Ammann, Brown Boveri Review, Vol. 68, No. 5 (1981-5), 188-196.
2) H. G. Bozung, 日本舶用機関学会講演資料, (昭61-2), 1-16.
3) 野村ほか5名, 日本舶用機関学会講演資料, (昭61-2), 22-29.
4) 綿貫, 日本舶用機関学会講演資料, (昭61-2), 30-37.
5) W. Leemann, Brown Boveri Turbochargers Technical Information '86.
6) 恒屋ほか3名, 三菱重工技報, Vol. 23, No. 5, (1986-9), 45.
7) M. Naguib・E. Meier, Turbocharger Development and its Impact on Economy and Performance of Two and Four - Stroke Diesel Engines, CIMAC, 1985.
8) P. Neth, Brown Boveri Turbochargers Technical Information '86.
9) ヤンマーディーゼル㈱ 技術資料。
10) 山本, 石川島播磨技報, Vol. 21, No. 3, (1981-5), 219-224.
11) 富士ディーゼル㈱ 技術資料。
12) G. Zender・E. Meier, Brown Boveri Review, Vol. 64, No. 4, (1977-4), 206-207.
13) 綿貫, 排気ガスタービン過給機のマッチング, 日本機械学会第551回講習会教材, (1982-11), 113～122.
14) 電気日日新聞 (昭62-1-18).

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

論説・解説

ターボバーナシステムの開発
（ターボチャージャを利用した加圧燃焼バーナ）

大阪ガス㈱総合研究所　森　啓充

1. はじめに

近年，燃焼装置等の熱設備を取り扱う者にとっては，その省エネルギー化，コンパクト化，低コスト化の課題はますます比重を高めて来ている。

これらの課題に応え得る方法のひとつとして，加圧燃焼を利用して，コンパクト化をはかり，高風速を得て伝熱促進，省エネルギー化をはかることが考えられる。また，熱設備の軽装備化により，低コスト化の実現が可能である。しかし，従来方式による加圧燃焼では，燃焼用空気ブロワーが大型化し，動力費が高価となるためほとんど採用されていない。

一方，ターボチャージャの技術開発は，近年，目ざましい発展を遂げ，特に自動車用ターボチャージャを中心に大量生産され，安価に我々の手に入るようになって来た。

ターボバーナシステムは，これらのターボチャージャを使って，燃焼用空気を自給しながら，加圧燃焼し，圧力の高い熱風が取り出せるバーナシステムである。

本稿では，ターボバーナシステムの概要，性能，特徴，用途等について紹介する。

2. システムの概要と性能

2.1　ターボバーナの原理　ターボバーナシステムでは，図1に示すように，過給エンジンのエンジンに相当する部分に，バーナと燃焼室を配置したもので，燃焼ガスは連続的にターボチャージャのタービン部に流れる。もとより，タービン入口温度には限界があるため，このシステムから取り出せる熱風は400～800℃である。

2.2　ターボチャージャのマッチング試験とバーナ性能　ターボバーナシステムにマッチするターボチャージャを選定するため，図2のフローで示した実験装置を用いた。本システムでは，タービン出口圧力を2,000～3,000 mmH$_2$Oまで上昇させても，許容タービン入口温度範囲内で，コンプレッサーのサージラインから充分離れた位置で作動するターボチャージャを選定した。

マッチングが完了したターボバーナシステムの自力運転域における空気流量とコンプレッサー圧力比，タービン出口圧力の関係の一例を図3，図4に示す。これらの図より，タービン出口圧力が上昇すると，タービン入口温度も上昇し，コンプレッサーの作動はサージライン側に近づくことがわかる。バーナとしてのターンダウン比（本シス

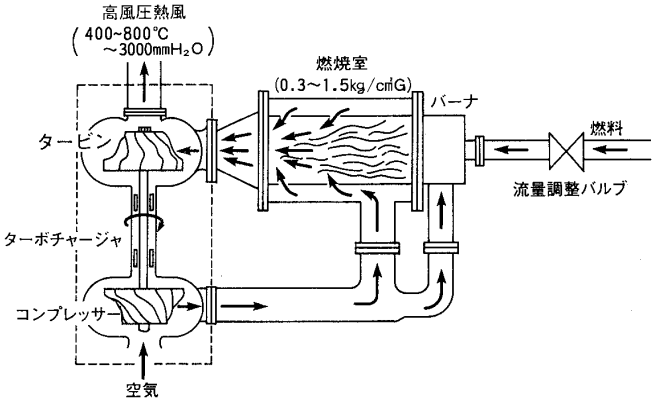


図1　ターボバーナシステムの原理

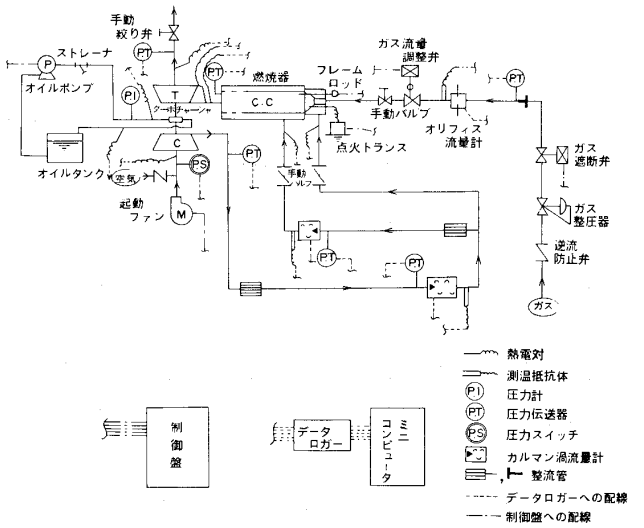


図2　実験装置フロー

（昭和62年4月20日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

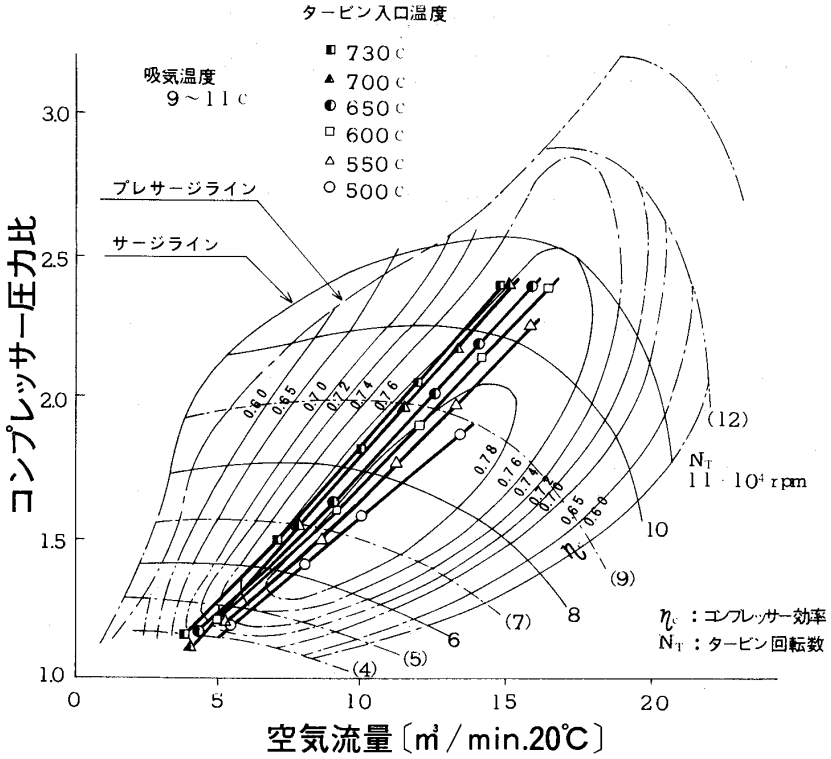


図3　空気流量とコンプレッサー圧力比の関係

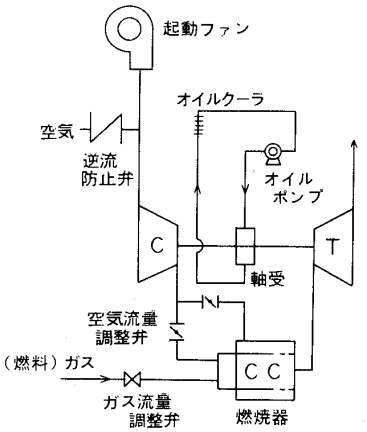


図5　ターボバーナの起動システム

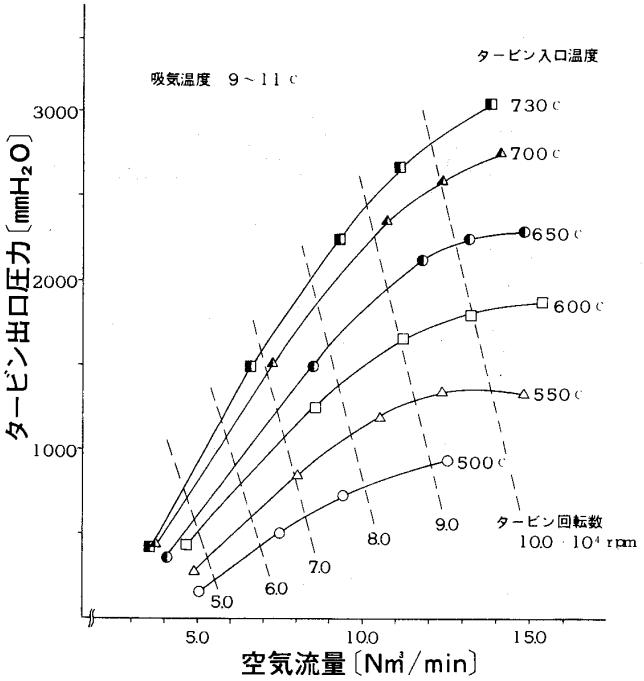


図4　空気流量とタービン出口圧力の関係

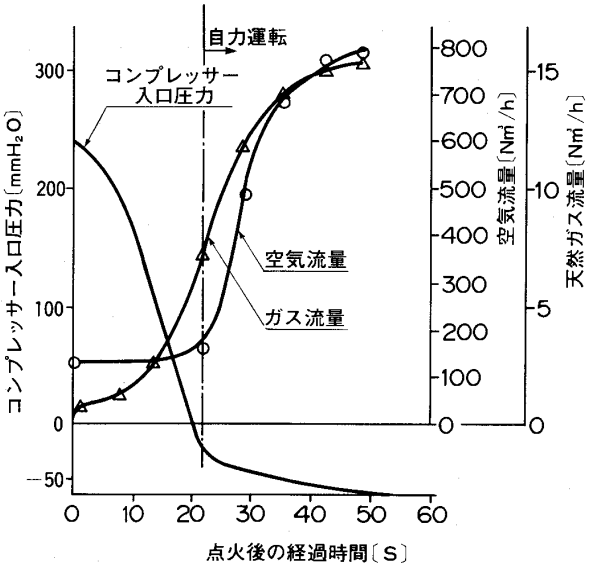


図6　ターボバーナの起動特性

テムでは風量範囲と同等）は，タービン出口圧力を高くとらなければ，1：3程度である。

2.3.　起動システムとその特性　起動装置として，図5に示すように，起動ファンと逆流防止弁付き空気吸入口を，ターボチャージャのコンプレッサー上流側に並列に配置した。これにより，起動ファンの小型化と起動制御の簡素化が計れた。

起動特性の一例を図6に示す。起動ファンとしては，吐出圧250 mmH_2Oで，風量がターボチャージャ定格値の1/6程度の能力があれば充分起動できる。また，自力運転域に20秒程度，定格運転には1分以内で入ることができ，バーナとして充分な起動性能を備えている。

2.4　エンタルピー収支と経済性　本システムは熱設備用バーナとして用いるため，エクセルギーよりもエンタルピーで評価するのが適当である。図7に，ターボバーナシステム内におけるエンタ

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

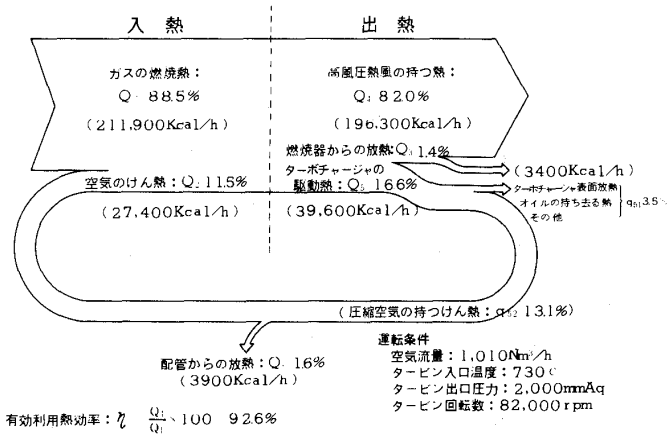


図7　ターボバーナのエンタルピー収支

ルピーフローを示す。この図より，系内での熱損失は，燃焼器，ターボチャージャ，配管からの表面放熱やオイル冷却損失熱などで，わずか数%である。ちなみに，ガスの燃焼熱に対する有効な熱風のエンタルピーは93%に達する。従って，このシステムでの損失熱に相当するガス量のコストを動力費と見なして，同風量，風圧を出せる電動式ブロワーの電力費と比較すると，ランニングコストは充分低くなる。

3. プロトタイプ機の製作

以上のターボバーナシステムの基本的性能の把握に基づいて，ガス（燃料）供給圧力0.3～1.5 kg／cm²Gで作動するプロトタイプ機を製作した。

3.1　燃焼器　燃焼器は構造が簡単，製作が容易，分解組み立てが出来ることなどを考慮して，図8に示すような偏流型の燃焼器を採用した。これらはほとんど既製の管材料を利用して製作出来るため，きわめて安価である。

バーナはコーンタイプの先混合式で，空気量配分は，バーナ部分にほぼ理論燃焼空気量を送り，希釈空気は燃焼室中央部と出口部に設けた空気孔より入れた。[1] また，タービン入口温度分布の均一化をはかるため，ターボチャージャと燃焼器はベンド管を用いて接続した。

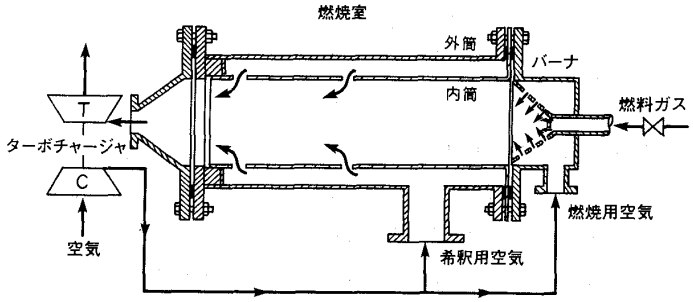


図8　燃焼器の構造

3.2　潤滑オイルクーラ　連続運転を行なうと，オイル温度が上昇し過熱して来るため，空気吸入口に熱交換器を設け，吸引空気により空冷するようにした。このためにコンプレッサー入口温度が上昇し，吸引空気量は減少するが，バーナとしての使用には支障がないため採用している。

3.3　制御装置　制御装置は点火ボタンを押すだけで，自動的に起動から定格運転まで入れるようになっている。また，燃焼安全装置やタービン保護のための異常高温停止装置を備えているほか，停止時の軸受部オイル焼き付けを防止するため，消化後一定時間，オイルポンプの運転と起動ファンの復起で冷却するようにしている。

3.4　ターボバーナのシリーズ化　現在まで，自動車用ターボチャージャを中心に大小6機種を選定し，表1のようにシリーズ化している。

ガス（燃料）供給圧力0.3～1.5 kg／cm²Gで作動するターボバーナシステムプロトタイプ機を写真1に示す。

表1　ターボバーナのシリーズ化

形式	空気流量Nm³／h	天然ガス流量Nm³／h
A	90	3
B	300	7
C	450	10
D	550	12
E	850	14
F	1000	18

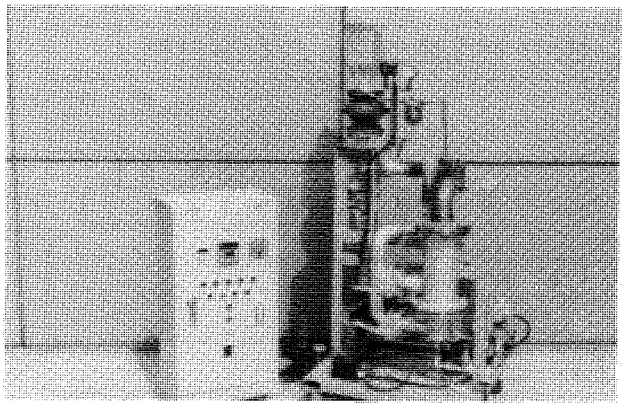


写真1　ターボバーナシステムのプロトタイプ機

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/05.

4. ターボバーナシステムの特長

以上述べて来たターボバーナシステムは，次のような特長を持ったバーナである。

1）小型で大風量の圧力の高い熱風が効率よく得られる。

2）燃焼用空気ブロワーが不要のため省電力である。

3）従来システム（例えば電動ルーツブロワー等）に比べて，イニシャルコスト，ランニングコストが低減できる。

5. ターボバーナシステムの耐久性確認

本バーナシステムを実用化するためには，まず耐久性の確保が必要である。本システムでは，ターボチャージャにとって，振動を受けない，オンオフが少ないなど楽な条件となるが，高温での長時間連続使用という苛酷な条件が要求される。そのため，表2に示すような条件で，連続耐久試験を行なっている。現在のところ，以下に述べるように性能低下は見られず，相当長期にわたる耐久性が確保できる見通しが得られている。

5.1　ターボチャージャ部の耐久性　3,000時間運転後，分解点検を行なったが，軸受部，翼車（タービンロータ，コンプレッサーホイール），車室などに性能が低下するほどの摩耗や損傷は見られなかった。

5.2　潤滑オイルの耐久性　連続運転していると，オイル軽留分が蒸発するため，補給する必要があるが，特にオイル性状の劣化は見られなかった。

5.3　燃焼器その他の耐久性　燃焼器（特に内筒），バーナヘッド部，その他付属機器についても全く問題が生じていない。

表2　連続耐久試験の運転条件

項目 / 型式	タービン入口許容温度	タービン入口温度	タービン出口圧力	燃焼室圧力	運転時間
D　機	950℃	800～850℃	2000～2500 mmH$_2$O	約1kg/cm²G	10000 hr
E　機	750℃	650～700℃	2000～2200 mmH$_2$O	約1kg/cm²G	7300 hr

6. ターボバーナシステムの用途開発

シリーズ化したターボバーナシステムは，最も小さいものでも，3×10^4 kcal/hのバーナであるため，応用領域は業務・工業用分野となる。

図9は各種用途別の温度レベルを示したものである。ターボバーナシステムでは，高温側はその排気（残存酸素濃度13～16％）で再燃焼させるアフターバーナを使い，低温側はエジェクターを使って，利用温度範囲を広げることができる。このうち，ターボバーナシステムから発生する高風圧熱風にマッチする高効率な熱風エジェクターの開発は完了している。

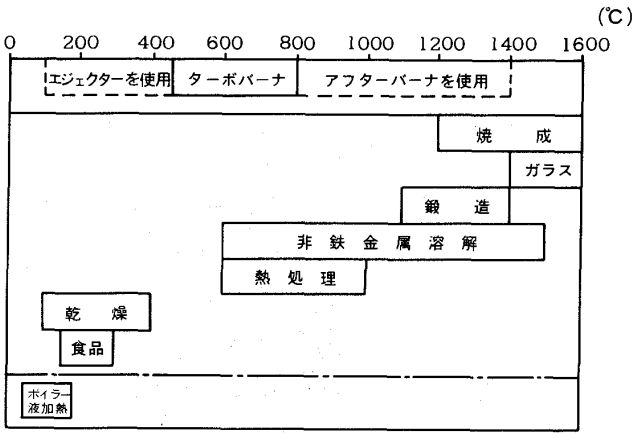


図9　各種用途別使用温度レベル

ターボバーナシステムの特長を生かして，種々の応用が考えられるが，現在まで図10に示すような装置を試作し，その運転性を確認している。

6.1　乾燥装置　本システムから得られる高速熱風で粉体乾燥が出来る。また，エジェクターで乾燥炉内熱風の循環が出来るため，従来大きなスペースを占めていた熱風循環ファンも省略出来る。

6.2　液加熱装置　熱風圧力が高く，圧損が大きくとれるため細管加熱が出来，省スペースが計れる。本システムでは，下流側で乾燥装置と組み合わせ，多目的に利用出来る。

6.3　遠赤外線ヒータ　遠赤外線放射加熱はブームを呼んでいるが，本システムを使うと，ヒータ内を高速で熱風循環出来るため，従来品に比べて，ヒータ表面温度分布が大幅に改善される。

6.4　過給ボイラー　従来ボイラーに比べて高

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

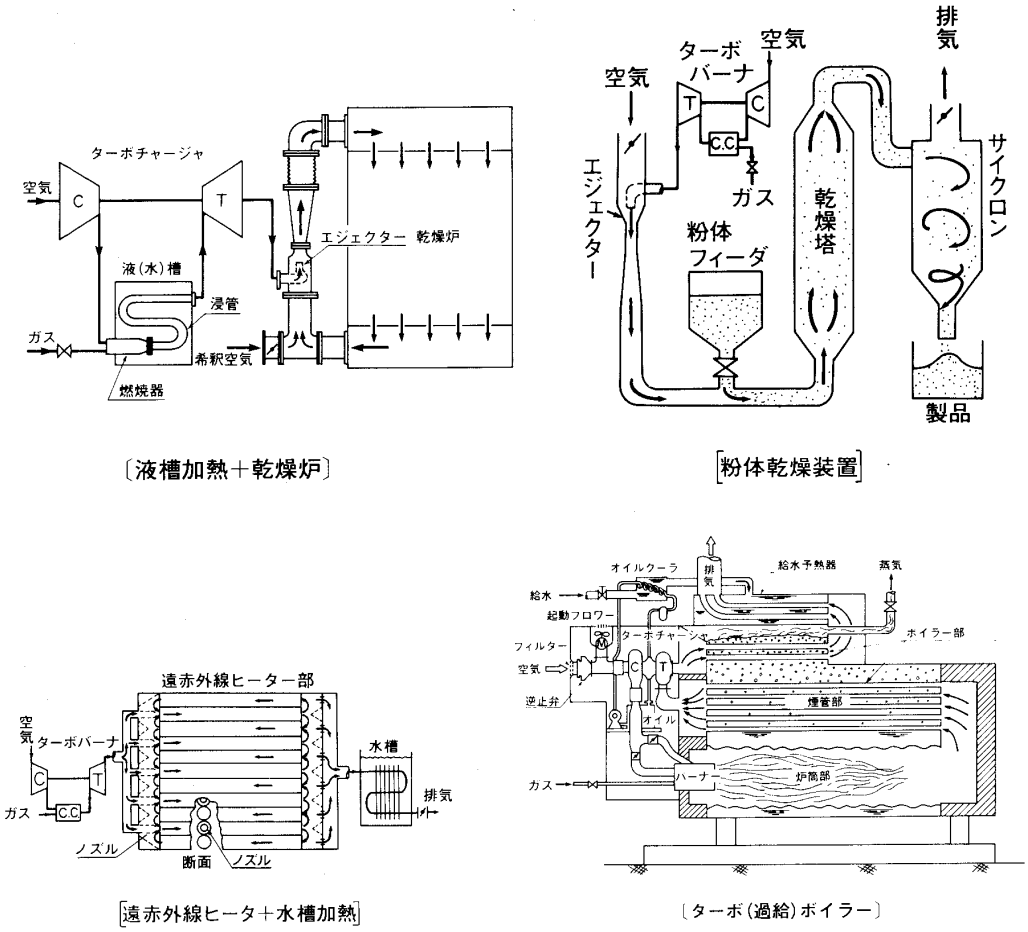


図10　ターボバーナシステムの応用例

負荷燃焼が出来，燃焼ガス流速が上がるため，燃焼室，伝熱面積を縮小した超コンパクトボイラーが出来る。

6.5　その他の応用　流動層加熱等も本バーナシステムの有効な応用である。

7.　今後の課題

ターボバーナシステムの市場性を高めて行くためには，さらに次のような課題がある。

1）低NO_xバーナの開発 …… 特にボイラーなどの低空気過剰燃焼バーナの低NO_x化

2）アフターバーナの開発 …… 低酸素濃度で燃焼可能なバーナの開発

3）ガス低圧（供給圧力200～300 mmH_2O）作動システムの開発 …… 大小のターボチャージャの組み合わせシステム

8.　おわりに

ターボバーナシステムの開発にあたって，我々は特にコストを意識しながら開発を進めて来た。従って，燃焼器以外はほとんど大量生産されている安価な市販品を組み込んでおり，市場性を有するものが出来たと考えている。

本バーナシステムは，バーナとして見れば，燃焼ガスのエネルギーの一部を動力化して使うという新しい技術であり，従来のバーナのイメージを一新するものである。一方，ターボチャージャ側から見れば，動力機関以外への用途拡大の道を開いたものと言える。

現在も，ターボチャージャのより一層の性能向上を目指して，各メーカで多大な努力が払われている。より高性能なターボチャージャが安価に，我々の手に入れば，本バーナシステムの市場性も一段と高くなるものと思われる。ターボチャージャを利用する者として，メーカのご努力に熱い視線を注いでいるものである。

参考文献

(1)　中村・川口・佐藤，日本機学会論文集（B編）49巻439号（昭58－3），705

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

講義

流れの可視化技術（4）

東京大学生産技術研究所　小　林　敏　雄

8. 流れ場のディジタル画像解析

前章までに流れの可視化技術とその最近の適用例を略述した。この技術は人間の優れたパターン認識能力と研究者のノウハウとによって，複雑な流れを理解するための入門的技術（場合によっては決定的な方法）としての地位を保ち続けるであろう。もう一方で最近のコンピュータ周辺技術の著しい発達が流れの可視化技術に新しい活力を与えている。すなわち，コンピュータ援用の流れの可視化（Computer Aided Flow Visualization，CAFVと略す）がそれである。ＣＡＦＶは３種類に大別される。第１は流れ場を前述のいずれかの可視化技術によって直接的に画像として捉え，その結果をディジタル処理することによって必要な情報を得る方法である。この方法は流体計測として多用されている間接測定法と比較し，一般的には精度は劣るものの，同時刻に流れ場全体の情報を得ることができるという可視化技術の利点を受け継いでおり，非定常現象を対象とする場合の有力な測定手段である。第２は流れ場をピトー管，熱線風速計，レーザ流速計，圧力計や温度計で間接的に測定し，その結果を視覚化する方法である。この方法の特徴は間接測定法として長い歴史をもちノウハウが十分蓄積されていることであり，定常流や周期変動流に適用可能である。たとえば，風洞中に置かれた自動車背後の一断面を全圧管のトラバースによって計測し，その出力信号のカラー表示によって後流縦渦の構造を調べた例[71]や円柱背後のカルマン渦の構造を熱線流速計の出力波形のコンピュータ処理によって調べた例がある[72]。後者は円柱の近傍に１本の基準熱線プローブＲを，測定対象領域Ｃ内に他の１本の熱線プローブＡを置き，Ａの出力波形とＲの出力波形を比較することによって渦の各位相におけるＣの各点の速度を求めることになる。周期が時間的に変化しない場合には容易に各位相における速度分布が求まるが，カルマン渦周波数は瞬間的には比較的大きく周波数変調しているのが普通であり，また，流出する渦の強さも一定していないため流れ場から得られる信号は複雑にＦＭ－ＡＭ変調したものとなる。このような場合には各周期を等分し，同一位相に対応するデータのアンサンブル平均から速度の瞬時値を得る等の工夫が必要となる。この操作によって得られた瞬時の流線の一例を図39に示す。このように，熱線風速計やレーザ流速計のトラバース測定から流れの全体像を自動的にとらえることがコンピュータに刺激された第２の方式である。

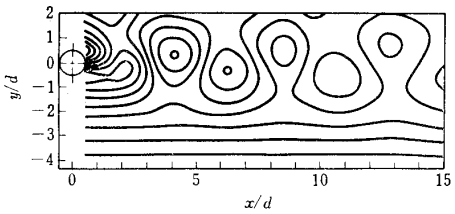


図39　熱線風速計出力信号のデータ処理による瞬時流線の表示例[72]

第３は流れ場を数学的に解き，その厖大な計算結果を処理してコンピュータ上に流れを作り出す方法である。図40は等間隔に設置された矩形柱をもつ２次元チャンネル内の剥離乱流に対してLarge Eddy Simulationを適用し，瞬時の速度を計算しタイムラインと流脈をコンピュータ上に実現したものである。[73] この分野は計算流体力学の発展とともに飛躍的に展開されるものであろう。本稿ではこれらのＣＡＦＶのうち第１の方法に限定して解説する。

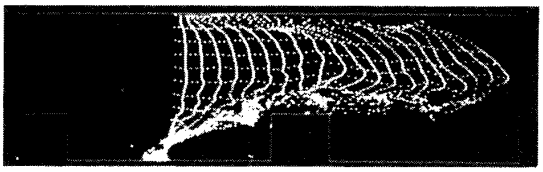


図40　ステップをもつ二次元チャンネル内乱流のＬＥＳによる数値解析[73]

（昭和62年５月７日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

流れ場のディジタル画像処理の手順の概略を図41に示す。可視化された画像はカメラとディジタイザの組合せによって二次元配列した画素（Pixel とよぶ。256×256 ～ 1024×1024 程度）に分割され，それぞれの画素における濃度値（一般に 8 bit = 256 階調程度）として数値化される。

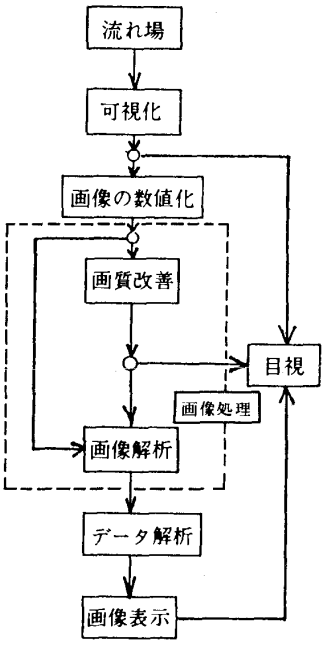


図41　画像処理の手順

つまり流れ場の情報は画素の位置座標とその濃度値として与えられることになる。この入力画像に対して必要に応じて雑音の除去，照明の強弱の影響補正，ひずみの補正などの画質改善が行われる。画質改善に利用される手法としては階調変換，尖鋭化，平滑化，二値化などがある。[74]「階調変換」は濃度値の空間分布を変換して濃度値を全体に分布させコントラストを強調する手法である。この手法は写真現像技術では既に広く使われているが，ディジタル処理の場合は線形のストレッチ処理だけでなく対数変換や階調量子化など多種多様の非線形処理が用意されている。[75]「尖鋭化」はぼけた画像を鮮明なものにするための処理である。一般に画像のぼけは低い空間周波数成分に比して高い成分が弱いことによって生じる。したがって何らかの方法で画像の高い空間周波数成分を強調してやればよいことになる。たとえば，印刷でよく用いられている unsharp masking（USM）とよばれる方法では，原画からそのぼけた画像を作り，それを原画から適当な割合で差引くことによって鮮明な画像を得ている。原画からその高い空間周波数分布が除かれたぼけた画像を差引くことは，相対的に低い周波数成分を弱め，高い周波数成分を強調するフィルタをかけたことに相当する。「平滑化」は雑音除去のための処理である。たとえば，画素の値をその近傍の画素濃度の平均値で置き換えるのも一方法である。しかし，この処理では画像がぼけてしまうので，これを避けるために平均値ではなく中央値を用いるメディアン・フィルタなどが考案されている。「二値化」は濃淡画像をしきい値によって０と１の二値画像に変換する処理である。流れ場の画像解析においては，画像の中の対象物を背景から分離し，二値画像として扱った方が容易であることが多く，このような場合には前処理として不可欠な処理となる。しきい値の決定は経験的に行われることも多いが，原画像の濃度ヒストグラムを用いて自動的に選択される場合もある。[76]

画像改善された画像に対して物理的意味を考慮しながら必要な流体量として抽出するのが画像解析である。画像解析に利用される手法としては，線・輪郭の検出，領域分割，重なり合う物体像の分離などがあり，それぞれ幾つかの提案がなされている。たとえば，線や輪郭を抽出するためには濃淡が急激に変化する所を検出してやれば良く，そのために濃度値の１次微分，２次微分値などが用いられる。[74] 線の曲がり方を定量的に表現する方法としては曲率コードがしばしば利用されている。[77][78] また，画像を同じ特徴をもつ連結領域に分割するアルゴリズム[79]やトレーサ粒子の作る流跡の重なりを分離する手法なども提案されている。[80][81] しかしながら，流れの可視化結果の画像解析用ソフトウェアとして汎用性の高いものは現在のところ用意されておらず，基本的には対象に応じた独自のソフトウェアの開発が必要とされる。

次にディジタル画像処理システムの構成例を図42に示す。[82] 画像入力の形態は流れ場の実時間情報を直接画像入力する場合とスチール写真等の情報として一度収録しそれを入力する場合とに大別される。最近では画像入力装置としてＴＶカメラ

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

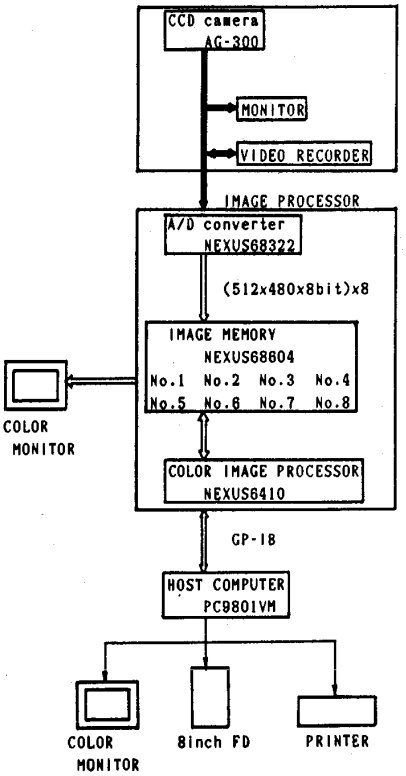


図42　ディジタル画像処理システム構成例

が用いられることが多い。ＴＶカメラはメカニカルスキャナーなどの入力方法に比べて分解能の点では劣っているが，価格，変換速度，操作性などの点で数段優れており，さらに流れ場からの情報を直接的に取入むという利点をもつ。特に時間分解能はＴＶカメラのフレーム速度に依存することになるが，最近では2000f/秒の高速ＴＶカメラが市販されており，高速現象の画像取込みも改善されつつある。また，微弱な光量の画像に対してもイメージインテンシィファイアによる画像の強化が可能であり，ＴＶカメラによる画像入力方法は今後ますます定着するものと思われる。ホストコンピュータは画像入力機器の制御，画像の管理・保存，画像処理プログラミングの実行を行う。最近のイメージプロセッサは前処理的な画質改善処理を専用ハードウェアで高速に実行できるようになったため，ホストコンピュータの負担が低減され，マイクロコンピュータをホストコンピュータとする流れ画像処理専用システム構成が増えている。もちろん時系列データを追うような大量データの処理，複雑な画像解析プログラムの実行には大型コンピュータやミニコンピュータを使用せざるを得ない。

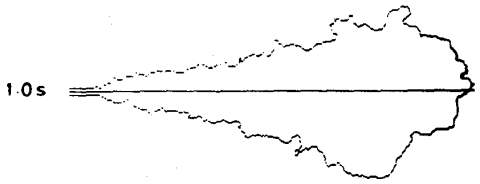
さて，1983年ミシガン大学で開催された第3回流れの可視化国際シンポジウムには予想されたように多くの画像処理関係の論文が発表されたが，最近の幾つかの論文を分類，整理すると表8のようになる。すなわち，可視化画像の性質は画像処理の視点から分類すると2値性画像と階調性画像になる。2値性画像は画像の階調を0と1（白と黒）の2値の形に分別して処理してもよい画像で，噴流の形状，渦や波の周期，干渉縞の縞間隔の決定のように適当なしきい値による境界判別あるいはトレーサ粒子やタイムラインの追跡による速度ベクトルの検出などに多く適用されている。境界判別の場合には前述の画質改善および画像解析における線・輪郭の検出や領域分割の手法を選択して利用すればよいことになるが，対象としている現象を正しく表現するためのしきい値の選定に注意を要する。速度ベクトルの検出においては流跡から求める方法，2時刻の粒子位置から求める方法，2点における濃度の時系列変化から求める方法などが提案されているが，現象に応じてアルゴリズムを工夫する必要がある。

階調性画像は画像の濃度値に分析すべき情報が含まれているような画像で，たとえば液晶膜による温度場の可視化のように画像の濃度分布と流体量（あるいは物理量）が対応するような場の処理に適用される。この種の画像の処理に関しては前述の領域分割のプログラムなどが用意されているが，画像処理結果と流れの性質との対応についての慎重な検討が不可欠であろう。以下に2値性画像，階調性画像の処理の具体例を紹介し，その問題点を探る。

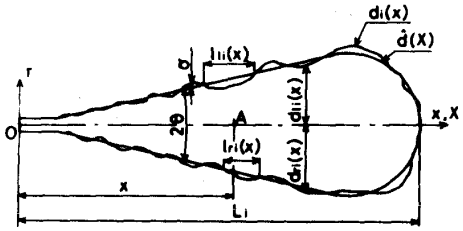
2値性画像の境界判別の例として円形ノズルから突発的に噴出される非定常噴流の構造解析例がある。[83] 希薄墨汁液をノズルから静止水流中に噴射し，噴射開始後0.1秒間隔でストロボスコープを発光させ35ミリカメラで連続撮影する。得られた画像（たとえば図43(a)）を256×80×16レベルで数値化し，適当なしきい値で2値化し図43(b)の噴流輪郭線を抽出する。これをアンサンブル平均し平均噴流形状を得ているが，その際濃度の立ち上がり時刻が一致するように，噴流輪郭の最大長さ（その時刻の噴流到達距離）を比例的に合わせて平均する方法を提案している。個々の噴流輪

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0

(a) 噴流原画像



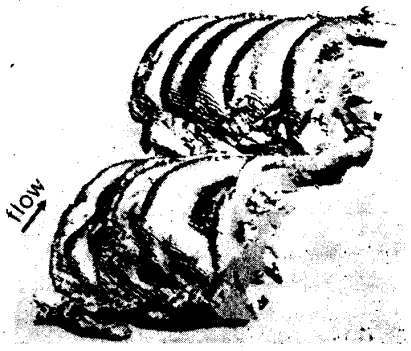
(b) しきい値処理による輪郭線



(c) 平均輪郭線と変動分

図43　噴流輪郭の時間変化[83]

(a) ＬＬＳで照射した平行噴流混合域



(b) 混合域の界面構造の経時変化

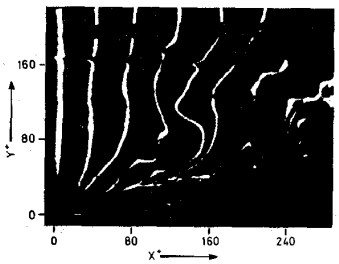
図44　ＬＬＳを利用した混合層界面付近の画像処理[99]

郭と平均輪郭とから図43(c)に示すように噴流輪郭の変動分が計算され，これが速度および濃度変動から得た積分尺度とよく対応することが示されている。この種の非定常流あるいは激しく乱れた流れに画像処理を適用する場合には，可視化するために注入するトレーサの性質，輪郭抽出のためのしきい値の選定方法あるいはエッジ強調方法，流れ場の照明方法，画像分解能の影響などについてのノウハウの蓄積が重要である。

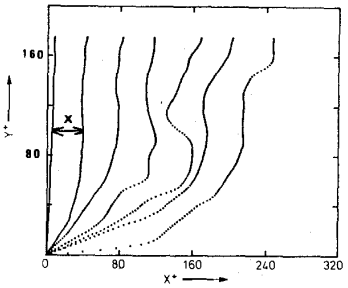
周期的な流れ場の３次元構造をレーザライトシート（ＬＬＳ）と画像処理の併用によって定量的に把握することもできる。たとえば，異なる速度をもつ２つの平行噴流の界面付近の構造[99]を想定してみよう。混合する一方の流れに蛍光染料を注入し，流れと直交する断面をＬＬＳで照射すると図44(a)のような画像が得られる。これを16ミリカメラで連続的に撮影する。画像を濃度レベルによって３つの領域（界面境界付近と境界をはさむ両側の領域）に区分する。このうち界面境界付近の形状のみを抽出し，微小時間間隔で流れ方向に進行していく画像として表現したのが図44(b)である。固定断面を通過する画像の時系列解析によって複雑な流れ場の構造を理解する上でＬＬＳと画像処理の組合せは有効な手段であろう。

水素気泡によるタイムラインを自動的に追跡し，平板の乱流境界層を構造を解析した研究[92]も流れ画像解析の代表的な例であろう。ハイスピードカメラとストロボおよび水素気泡発生装置を同期させ，平板境界層内に設置した細線から30Hz 間隔で発生する水素気泡線を瞬間画像としてとらえ連続的に記録する（図45(a)），これを２値化・細線化処理して鮮明な画像とし，さらにローパスフィルタによりタイムラインを平滑化すると図45(b)に示すような滑らかな線となる。図に示すように最初の２本の気泡線から流れ方向の速度 U_b を求める（ラグランジュ速度を局所オイラー速度とみなす）。この速度を水素気泡発生細線のウェークの速度欠損を考慮して修正する。さらに壁の極く近傍（$y^+ < 5$，y^+：壁座標）では壁からの照明反射によって気泡を認知し難いこと，および細線のウェークの影響が大きいことのため直線速度分布であると仮定する。この２つの処理により，流れ方向のある点における流れ方向速度 u の壁と垂直方向（y 方向）分布が決定される。この操作を約34秒間 1024 個のデータについて施し u の変動分を時系列データとして表わすと図46(a)のようになる。これにＶＩＴＡ 法を適用し，無次元時間 $t^+ = t u_\tau^2 / \nu$，u_τ：摩擦速度，ν：動粘

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/03

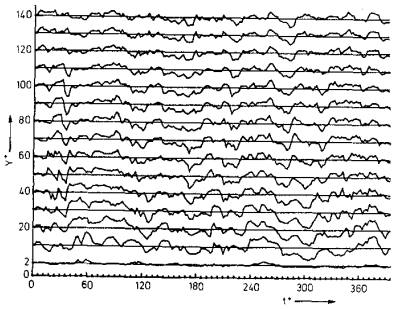


(a) ビデオ写真

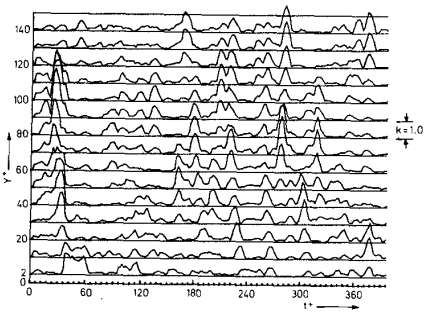


(b) 処理されたタイムライン

図45　平板乱流境界層内の水素気泡線[92]



(a) 速度変動 x'



$$k(t^+, 10) = \left[\frac{1}{10}\int_{t^+-5}^{t^++5}\{u'(s)\}^2 ds - \left\{\frac{1}{10}\int_{t^+-5}^{t^++5} u'(s)ds\right\}^2\right] / \overline{u'^2}$$

(b) バリアンス k

図46　速度変動とバリアンスの分布[92]

度）の短時間バリアンス k を求めると図46(b)のようになる。この k は局所の流れの活性度の一つの尺度を表わしており，等高線表示すると図47のようになる。図中のA，B付近は等高線が接近しており，バーストの存在を示唆している。このような画像解析による乱流構造の表現は，CAFVの今後の有力な方向の一つとなると思われる。

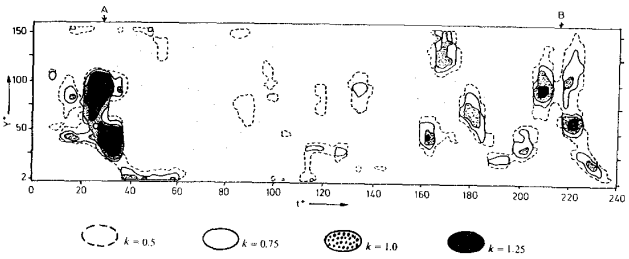


図47　バリアンス k の等高線[92]

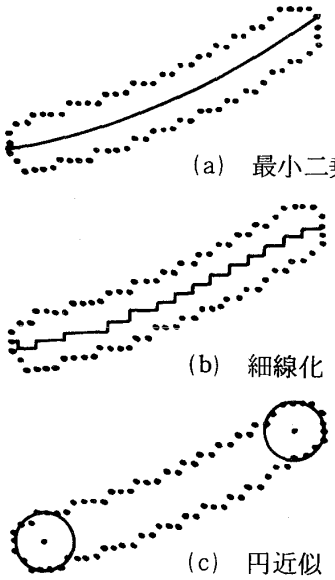


図48　流跡輪郭からの速度ベクトルの抽出

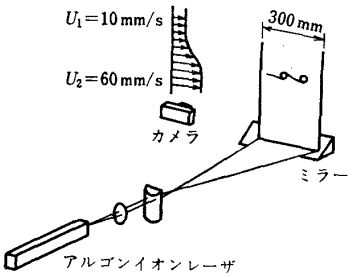
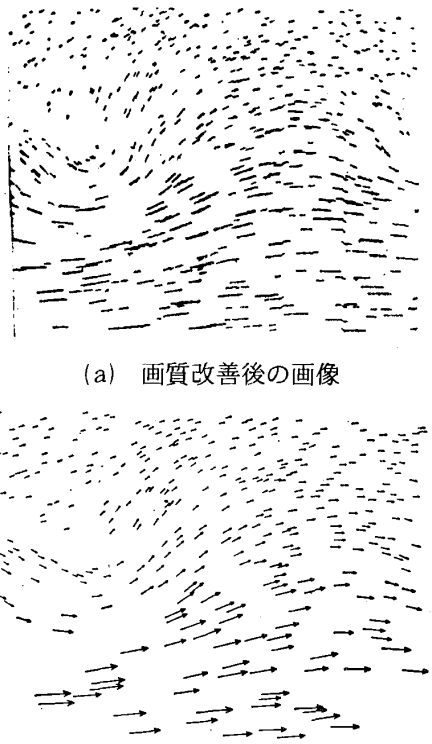


図49　平行噴流の混合領域の撮影方法

2値性画像の速度ベクトル検出例として，流体中に目印となる微細なトレーサ粒子を混入してその運動を撮影して得られる流跡写真を画像処理する例を取上げる。トレーサ粒子の追跡から速度ベクトルを求める最も基本的な方式は適当な露出時間の撮影によって得られる流跡輪郭を用いることである。図48に示すように速度の大きさと方向は(a)輪郭を構成する画素の最小二乗法による近似曲線と輪郭との交点から求める方法，[100] (b)輪郭の細線化による方法，[101] (c)輪郭の両端を円近似しその重心を用いる方法[78] などが提案されている。この方式を図49に示すような二つの平行噴流の混

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0

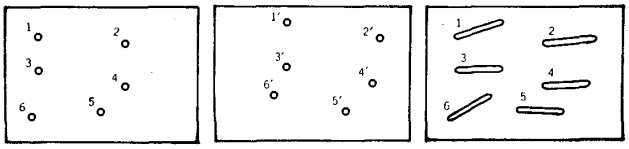
合領域の流れに適用してみる。[102] トレーサ粒子としておが屑を用いて可視化した流跡写真を透明な10cm×15cmのフィルム上に焼き直し，それをディジタイザ上に載せ，透明フィルムを通過する透過光によって画面の濃淡を判別する。続いて，ある濃度しきい値を選定し2値化操作を行い不鮮明な流跡を消去する。更に，各流跡を構成する画素数を計算し，画素数の小さいものを雑音とみなして消去してしまうと画質改善（前処理）の施された画像が得られる（たとえば図50(a)），この図上において個々の流跡を最小二乗法で2次曲線に近似し，その端点を直線で結んで速度ベクトルとしたものが図50(b)である。しかし，この方式は逆流を含むような流れ場では流れの向きを決定できないこと，トレーサ粒子を多く注入すると流跡に重なり合いが多く生じ，その分離が難しいこと，輪郭から速度ベクトルを求める際，しきい値の選択を受けやすいことなどの問題点をもっている。そこで次に考えられる方式は図51(a)に示すように，2時刻のトレーサ粒子の位置画像から速度ベクトルを求める方式である。各トレーサ粒子の時刻 t および時刻 $t+\Delta t$ における位置座標が求まれば速度ベクトルが求まることになり，上述の流跡輪郭



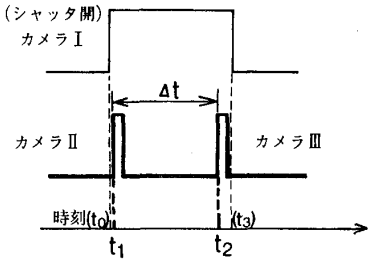
(a)　画質改善後の画像

(b)　速度ベクトルの抽出

図50　流跡写真の処理による速度ベクトル[102]



(a)　2時刻のトレーサ粒子位置　　(b)　流跡輪郭



(c)　露光時間の制御

図51　2時刻のトレーサ位置からの速度ベクトルの抽出

から求める方式の欠点を克服することもできるが，個々の粒子の対応づけ（ここでは同定とよぶ）をどのようにして行うかが問題となる。容易に想像されるように粒子の同定は粒子の分布が少なく，微小時間 Δt 内の粒子の移動距離が散在する粒子間の距離に比べて短い場合には容易であるが，情報量を増すために粒子数を増加させると著しく困難になる。この同定の方法の一例として流跡・始点・終点独立撮影方式を示す。[81] これは基本的には3台のカメラを用いて図51(c)に示すように制御された露出時間で時刻 t_1，t_2 での瞬間写真(a)と時刻 $t_0 \sim t_3$（ほぼ $t_1 \sim t_2$ に等しい）間の流跡写真(b)を撮影し，(a)の2時刻の粒子の同定を(b)の流跡輪郭を用いて行う方式である。画像処理の手順を模式的に図52に示す。まず①始点，終点，

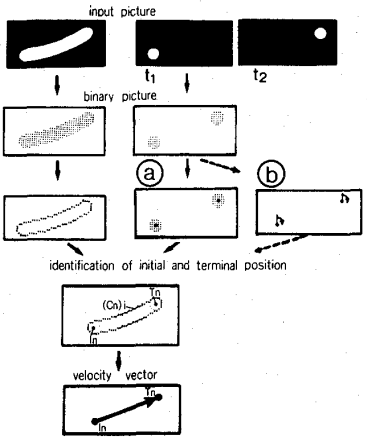
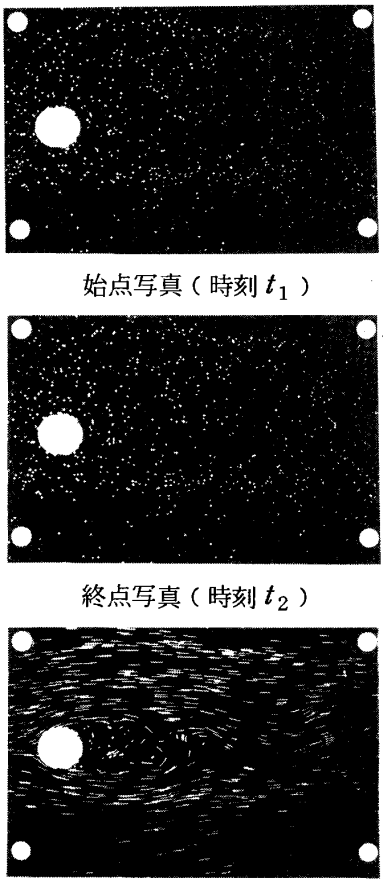


図52　速度ベクトルを求めるための画像処理手順の例[81]

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

流跡の３枚の画像を拡大陽画として再生し，②それらをＴＶカメラで再撮影し，画像処理装置で，512×480×8 bit の数値情報に変換する。次に③濃度レベルのしきい値を自動的に選定して２値化を行う（しきい値の選定方法については文献88参照）。続いて④３枚の画像の位置合わせを行う。⑤始点，終点画像のトレーサ粒子を構成する画素およびその重心位置と流跡輪郭画素の座標位置とを比較し，一つの流跡輪郭内部に同数の始点，終点の重心位置が存在するとき，それらを同じトレーサ粒子とみなし対応づける。⑥対応づけられた始点，終点の重心位置とその露光時間間隔とから，そのトレーサ粒子位置における速度ベクトルを決定する。⑦流れ場に散在している速度ベクトルを等間隔格子点上の速度ベクトルに変換し，それを画像表示する。これら一連の処理を円柱まわりの流れに適用してみる。水流中にナイロン粒子をトレーサとして注入し，露光時刻を図51(c)のように制御した３台のカメラで流れ場を撮影記録すると図53が得られる。図中，それぞれの写真には約450個のトレーサ粒子が含まれている。この写真に手順⑥までの操作を施すと図54(a)の速度ベクトル図が，さらに⑦の補間操作を施すと図54(b)の速度分布図が得られる。しきい値の選定，照明方法などに工夫を加えると図54(a)での同定された粒子個数は注入トレーサ数の70％に達する（もち論，注入トレーサ数が少ない場合には100％の同定が可能である）。この方式のトレーサ粒子の流跡追跡処理による流速分布の自動計測法の精度は，トレーサ粒子の追従性，粒子数とその空間分布，写真撮影時・拡大時の誤差，選定しきい値，時間・空間分解能，補間方法などに依存するが，広領域の流れ状態の瞬間的定量的測定に有効であろう。なお最近はこの方式を実時間計測に適用する試みが盛んになされている。トレーサ粒子で可視化した流れ場を直接ＴＶカメラで画像入力し，1/60秒ごとの入力画像を処理してリアルタイムに流跡画像を作成し，速度分布を求めることになる。筆者らが構成したシステムは図42に示すようにＴＶカメラ，高速Ａ／Ｄ変換器，画像処理装置（Nexus 6400）とホストコンピュータ（ＰＣ 9801 ＶＭ２）からなり，トレーサ粒子の運動解析のために２つの処理方式が準備されている。第１の方式は流れ場を連続光で照明しながら，ＴＶカメラ

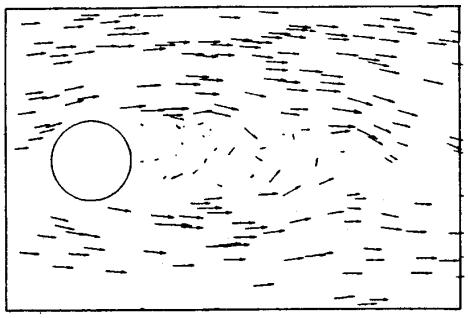


始点写真（時刻 t_1）

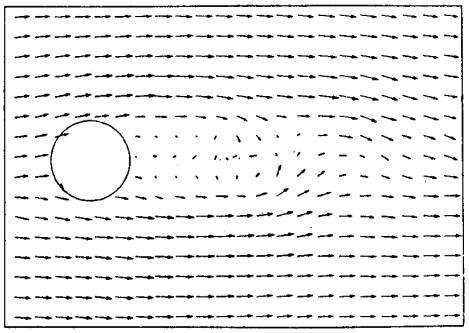
終点写真（時刻 t_2）

流跡写真（$t_0 \sim t_3$）

図53　入力画像（流跡，始点，終点独立撮影法）



(a)　速度ベクトル分布

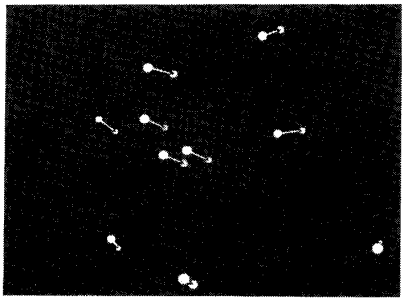


(b)　格子点速度ベクトル

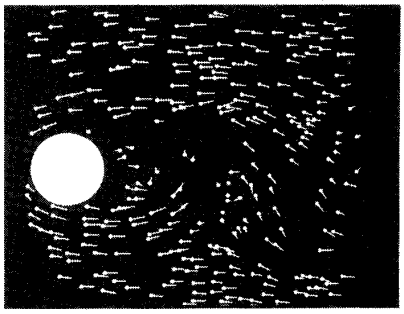
図54　画像処理結果

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

の垂直同期信号（1/60 秒）に同期させたストロボ発光を行い，1フレイム中（1/30 秒）にトレーサ粒子の始点，終点，流跡の情報を画像の濃度差として与え，これを解析するものである。1フレイムの画像を奇数フィールドと偶数フィールドに分離し，ストロボ光によって瞬間的に明るく照明したトレーク粒子の始点と終点を撮像管の残像によって形成された流跡像によって同定し速度ベクトルを求めている。図55(a)に回転する平行円板間の流れの処理結果例を示す。第2の方式はトレーサ粒子の挙動を電子シャッター付ＣＣＤカメラ（シャッター時間：1/1125 秒，フレイム間隔：1/30 秒）で瞬間的な連続画像としてとらえ解析するものである。フレイム間のトレーサ粒子の同定は連続した3～4時刻の画像を用いて各画像のトレーサ粒子の移動距離と移動方向を推定しながら行っている。多数のトレーサ粒子を注入して可視化した円柱まわりの流れの処理結果を図55(b)に示す。このシステムは画像入力の速度に制約があること（これは高速ビデオカメラの使用により改善され得る），トレーサ粒子が過度に多いと解析困難となることなどに制約をもつが，比較的多数のトレーサ粒子によるオンライン計測を手軽に実現させることができる。



(a)　撮像管の残像を利用する方式



(b)　電子シャッター使用方式

図55　ＴＶカメラ直接入力による速度ベクトルの決定

階調性画像の処理例としては容器内の自然対流場の温度を感温液晶粒子の懸濁法と画像処理の組合せによって求める試みがある。[103]　垂直円筒容器内にシリコン油を注入し，円筒の上面を加熱し下面を冷却して安定な温度分布を実現させる。シリコン油中に体積濃度が 0.01 %～0.04 %程度になるように，マイクロカプセル化したコレステリック混合液晶（粒径 100 μm程度，比重約 1.02）を混入懸濁させる。容器周辺を暗くし背景に黒色塗料を塗った板を置き，暗視野中でスリット光で照明し撮影する。観察される色の鮮やかさ，明るさは液晶粒子の濃度，スリット光の幅や光源の強さなどによって変化するので画像解析によって温度を定量的に把握するためにはしっかりした較正実験が必要となる。すなわち，一般に階調性画像の濃度値と流れ場の濃度，密度，温度とを対応させるためには撮影条件，照明条件，トレーサの性質・量の均一化など慎重な取扱いが必要となる。これを打破するための試みの一つに液晶膜による温度場の測定に狭帯域フィルタを導入した例がある。[98]　これはビデオカメラに狭帯域フィルタを選択してかけ液晶膜からの反射散乱光を画像入力し，それぞれのフィルタの透過波長に対応する等温度線を輝度の強さから判定する方法である。光学フィルタを通過した画像の輝度ピーク位置だけを対応する温度の領域として定義するもので，フィルタの交換によって種々の温度の等高線を求めることになる。図56は円筒型の伝熱突起をもつ平板上の温度分布を上述の方法で画像解析し求めたものである。

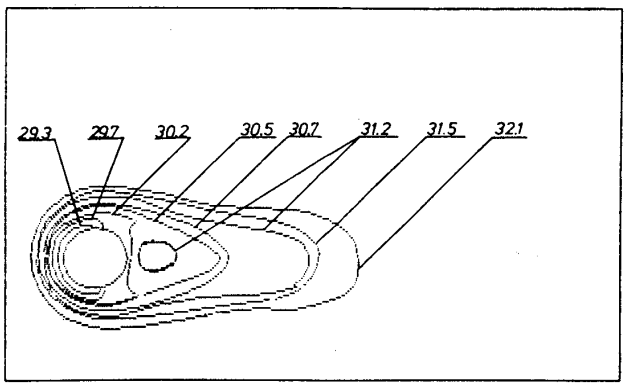


図56　画像処理による平板上の伝熱突起周辺の等温度線図の作成[98]

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

階調性画像処理の他の例としてコンピュータトモグラフィ（ＣＴ法）がある。図57に示すように，光源からの平行光線は対象流れ場（たとえば噴霧流など）を通過し減衰されてＴＶカメラで捕えられる。すなわち光源強度をI_0，流れ場における減光原因の分布（たとえば噴霧密度）を$f(x, y)$とすると，透過光線の強度Iは$I = I_0 \exp\{-\int_{-\infty}^{\infty} f(x, y)\, dy$となる。角度$\theta$だけ回転したときの透過光の対数減衰率は

$$P(\xi, \theta) = ln\left(\frac{I}{I_0}\right) = \int_{-\infty}^{\infty} f(\xi \cos\theta - \eta \sin\theta, \ \xi \sin\theta + \eta \cos\theta)\, d\eta$$

となり，これをあらゆるξ，θについて測定収集する。この透過データ$P(\xi, \theta)$から流れ場の性質$f(x, y)$を直接マトリクス法，逐次近似法，逆投影法あるいは重畳積分法（Convolution法）などを用いて求めるのがＣＴ法である。$f(x, y)$と流れの性質との対応は別途決定されねばならない。図58は頂角40°の円錐体が，迎え角20°，マッハ数２で飛翔している状態の一断面における密度分布をレーザホログラフ干渉法で可視化し，上述のＣＴ法を用いて測定した結果である。[97] 衝撃波の輪郭や等密度線が明瞭に表現されている。このようにＣＴ法は多数の検査断面をとれば３次元的情報を得ることもでき，今後，広く適用される手法であろう。

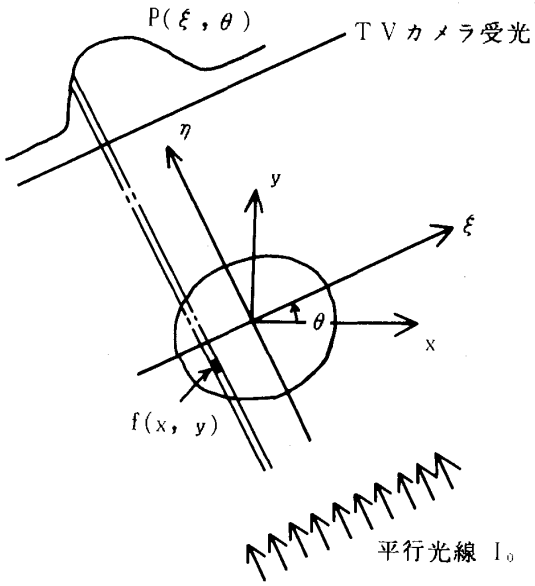


図57　ＣＴ法の原理

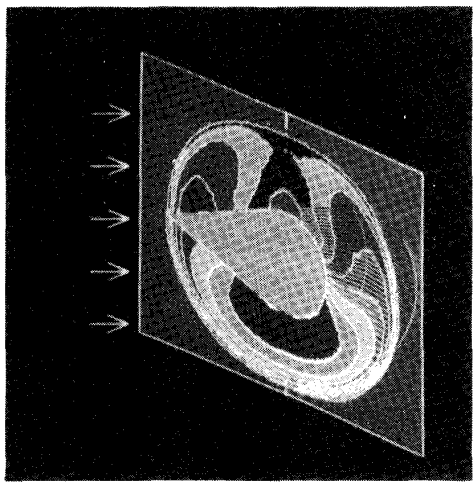


図58　高速飛翔円錐体まわりの密度場[97]

画像処理による流れ場の解析について最近の動向を略述した。画像処理による流れ場の計測は実時間的なもの，３次元的なものへと高度の処理が要求されるようになってきている。画像処理のためのソフトウエアは既製のものを部分的に利用することはできるが，基本的には汎用性のあるシステムを構成することは難しく，流れ現象の物理的な意味を十分把握しつつ，それぞれの可視化技術に応じた固有のシステムを開発，蓄積していく必要がある。

文　献

（71）Coggotti, A., Passenger car wake survey using colored isopressure maps, Proc. ISFV 3 (1983), 600.

（72）田中・村田，計算機援用可視化法による円柱の後流構造の研究（第１報），機械学会論文集Ｂ編 51－469（1985），2838.

（73）Kobayashi, T. et.al., Large Eddy Simulation of Turbulent Flow in Two-Dimensional Channel with Rectangular Turbulence Promoters, Rep. IIS, Univ. of Tokyo, 33－3 (1987), 25.

（74）高木・小林，流れの可視化と画像処理(2)，流れの可視化　3－11（1983），338.

（75）たとえばＳＰＩＤＥＲ ユーザーマニュアル，協同システム開発（1982）.

（76）大津，判別および最小二乗規準に基づく自動しきい値選定法，電子通信学会論文誌，Ｊ63－Ｄ，

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4 (1980), 349.
(77) 長尾監訳, ディジタル画像処理(1978), 近代科学社。
(78) 小林・吉武, 流跡写真自動処理システムの開発, 機械学会論文集 B編 51-466(1985), 1966.
(79) 特集「画像処理アルゴリズム」, 電子技術総合研究所彙報, 44-7/8 (1980)
(80) 坂上・高木, 反復演算による重なり合った棒状パターンの解析, 電子通信学会論文誌, J66-D, 5(1983), 585.
(81) 小林ほか, 逆流を含む二次元流れ場の画像処理システムの開発, 流れの可視化, 5-17 (1985), 129.
(82) 小林ほか, 二次元流れ場の実時間画像計測の一例, 流れの可視化, 7-26(1987), 289.
(83) 白樫ほか, 画像処理を応用した突発噴流の乱流構造の解析, 機械学会論文集, 52-475 (1985), 1032
(84) Kompenhans, J., Reichmuth, J., Particle Imaging Velocimetry in a Low Turbulent Windtunnel and Other Flow Facilities, Proc. ISFV 4 (1986)
(85) 森本・新美, 自由噴流のLIF法による可視化と画像処理による構造解析, 流れの可視化, 5-18(1985), 203.
(86) Berger, C., et al., Shear Flow Patterns and Wake Instabilities Analysed by Video System, Proc. ISFV 4 (1986).
(87) Keffer, J.F., et.al., Digital Image Analysis of Macroscopic Particle Motions Generated by a Turbulent Wind, Proc. ISFV 4 (1986).
(88) Kobayashi, T. et.al., Some Considerations on Automated Image Processing of Pathline Photographs, Proc. ISFV 4 (1986).
(89) 西野ほか, 壁面乱流の可視化とそのディジタル画像解析, 流れの可視化, 6-22(1986), 245.
(90) 山川ほか, TVカメラを用いた三次元流速分布測定システムの開発, 流れの可視化, 6-22 (1986), 273.
(91) Stamislas, M. et al., Application of High Speed Holography to Aerodynamic and Hydrodynamic Three-Dimensional Velocimetry, Proc. ISFV 4 (1986).
(92) Lu, L. J., Smith, C. R., Image Processing of Hydrogen Bubble Flow Visualization for Determination of Turbulence Statistics and Bursting Characteristics, Experiments in Fluids, 3 (1985), 349.
(93) Winter, M., et al., Techniques for High-Speed Digital Imaging of Gas Concentrations in Turbulent Flows, Experiments in Fluids 5 (1987), 177.
(94) Hiller, B., et al., Simultaneous Measurement of Two-Dimensional Velocity and Pressure Fields in Compressible Flows through Image-Intensified Detection of Laser Induced Fluorescence, Proc. ISFV 4 (1986)
(95) 水谷ほか, 画像処理による火災反応領域の可視化, 機械学会論文集, B編 52-476(1986), 1931.
(96) 中山・荒木, Computed Tomography 法による噴霧粒子群の内部構造の可視化の研究, 燃料協会誌, 64-10(1985), 848.
(97) Hara, H., Yoshida, Y., Three-Dimensional Flow Field Observation by Laser Holographic Interferometry and Image Processing, Proc. FLUCOME 85 (1985), 735
(98) 功刀ほか, 色彩感覚に依存しない液晶による温度計測, 機械学会論文集, B編 53-485 (1985), 241.
(99) Jimenz, J., et al., A Prespective View of the Plane Mixing Layer, J. Fluid Mech., 152 (1985), 125.
(100) 小林ほか, 円柱まわりの流れの画像処理の一例, 流れの可視化シンポジウム講演論文集, 8 (1980), 115.
(101) 高木・富田, 流れの可視化の計測処理, 第11回画像工学コンファレンス論文集, 9-8 (1980), 12.
(102) Dimotakis, P.E., et al., Particle Streak Velocity Field Measurements in a Two-Dimensional Mixing Layer, Phys. Fluids, 24-6 (1981), 995.
(103) 秋野ほか, 感温液晶粒子懸濁法による容器内自然対流の温度分布と流れの可視化, 流れの可視化, 6-22 (1986), 343.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

表8　最近の流れ画像解析例

文献番号	場所	対象	可視化手法	入力画像	画像解析	特徴
(83)	長岡技科大学	水噴流 （2次元，R_e：7800）	染料注入	35ミリカメラ→256×256×4 bit	境界判別 （噴流境界）	非定常噴流 アンサンブル平均
(84)	DFVLR	空気噴流 （2次元，180 m/s）	レーザスペックル	35ミリカメラ→512×512×8 bit	境界判別 （フリンジパターン）	線像→速度 二次元フーリエ変換
(85)	名古屋大学	気体噴流 （2次元，~10^{-3} Torr）	レーザ誘起蛍光	35ミリカメラ→640×480×8 bit	境界判別 （噴流境界）	希薄気体
(86)	ONERA	水噴流 （2次元，R_e：800）	染料注入 固体トレー注入	CCDカメラ→576×500	境界判別（噴流境界） 速度ベクトル検出	濃度微分値
(87)	Tronto Univ	空気流 （2次元，5 m/s）	トレーサ注入	35ミリカメラ→512×512×8 bit	速度ベクトル検出	粒子の移動の追跡方法
(88)	東大生研	水流 （2次元，R_e：800）	トレーサ注入	35ミリカメラ→512×512×8 bit	速度ベクトル検出	同定 しきい値の影響
(82)				TVカメラ→512×512×8 bit		
(89)	東大工	平板境界層 （2次元，R_e：6800）	水素気泡	16ミリカメラ→640×480×8 bit	速度ベクトル検出	変動速度の検出
(90)	日　立	容器内水流 （3次元，5 cm/s）	トレーサ注入	TVカメラ→256×256×8 bit	速度ベクトル検出	実時間 ステレオ写真法
(91)	Lille 液体研	円柱まわりの水流 （3次元，~5cm/s）	レーザホログラフィ	TVカメラ	速度ベクトル検出	焦点位置の自動決定
(92)	Lehigh Univ	平板境界層 （2次元，R_e：1100）	水素気泡	高速TVカメラ→256×116×8 bit	速度ベクトル検出	VITA法適用
(93)	Yale Univ	空気噴流 （2次元，R_e：2200）	エアロゾル注入	SITビジコン→100×100 フォトダイオード→128×128 高速TVカメラ→192×240	階調性画像 （濃度分布）	粒子濃度と散乱光強度の相関
(94)	Stanford Univ	窒素噴流 （2次元，360 m/s）	レーザ誘起蛍光	ダイオードアレイカメラ→100×100	階調性画像 （圧力分布）	蛍光信号の強さの勾配と圧力の相関
(95)	大阪大工	火炎 （2次元，――）	ラジカル発光	CCDカメラ→256×256×8 bit	階調性画像	ラジカル輝度分布
(96)	群馬大工	噴霧流 （3次元，――）	光量減衰	TVカメラ→1024×1024×8 bit	階調性画像	CT，サンプリング法による実測値と比較
(97)	航技研	円錐体まわり （3次元，M：2）	ホログラフィ干渉	35ミリカメラ→512×480×8 bit	境界判別 （フリンジパターン）	CT
(98)	原子力研	壁乱流 （2次元，R_e：10^4）	感温塗膜	CCDカメラ→128×128×8 bit	階調性画像	狭帯域 フィルタ使用

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

講義

ガスタービン翼の振動強度設計と評価（3）

石川嶋播磨重工業㈱　青　野　北良夫

Ⅲ　機械的リグ試験－単品試験

設計を終え製作に入り部品が完了したとき，設計を確認するために航空用ガスタービンでは諸種の機械的リグ試験（振動試験，剛性試験，疲労試験など）が行なわれる。陸舶用のガスタービンでも程度の差はあれ同様のことが実施されている。設計から単品試験，運転試験への流れが図37に示してある。

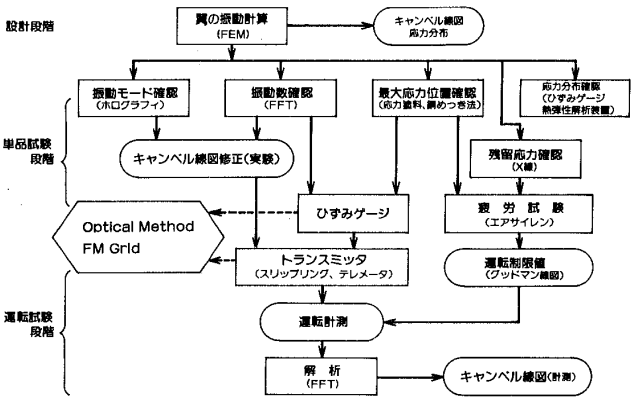


図37　ガスタービン翼の振動強度設計と評価

これらの単品試験には設けの結果を確認するとともに，あとで実施する運転試験のための基本データを取得する。具体的には精度の良いキャンベル線図（翼振動干渉曲線）を描くに充分なデータ（固有振動数およびモード）および運転制限値を決めるに足るデータ（疲労強度および振動応力分布）である。

翼の固有振動モードは理論的には無限にあるが，現実に問題になるのは強い励振源のある比較的低次のモードである。振動問題を起す90パーセントは低次３モードと云われている。翼のアスペクト比にもよるが，１F（一次曲げ），２F（二次曲げ），１T（一次捩り）の各モードである。これらの低次モードはかなり詳細に振動特性が調査される。また高次モードでも明確な励振源があり共振するおそれが強いときには詳細に調査される。最近ではワイドコード翼の板モード（１－25）に関心がもたれるケースが多くなっている（図14）。

1.　固有振動数試験

固有振動数を調査する実際的な方法を励振方法で分類すると，(1)動電型加振機法，(2)圧電素子法(3)ハンマリング法などがある。このほかに(4)エアフラッタ法，(5)エアサイレン法などがあるが，特殊な目的に使われている。

１－１　動電型加振機法

図38に示すように調査すべき翼を固定治具を介して動電型加振機の可動部に取り付ける。供試翼が大きい場合は図39に示すようにゴムの上に固定治具を置き，これを側面より加振器で水平に励振する方法をとる。いづれの場合も加振周波数は5000Hz を越えることはなく，加振機が大きくなると周波数範囲はより制限される。

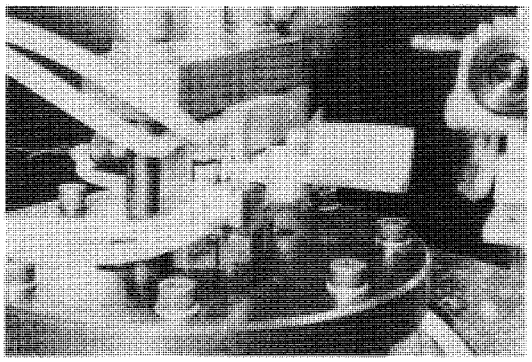


図38　動電型加振機法（小形翼）

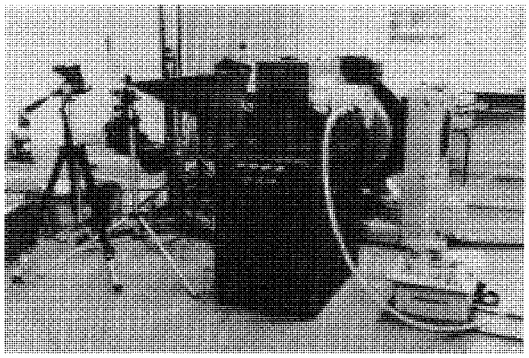


図39　動電型加振機法（大形翼）

（昭和62年４月20日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

加振機に加える励振波形の違いによって正弦波掃引法，ランダム掃引法に分けることができる。

1）正弦波掃引法

掃引発振器からの正弦波信号によって加振機を駆動し準静的にゆっくりと周波数掃引する。加振機の可動部に内蔵された制御信号用加速度計の出力(F)と翼の先端高位振幅を計る非接触光学も変位計の出力(D)の比Ｄ／ＦをＹ軸，加振周波数をＸ軸にとると図40のような応答曲線を得ることができる。同図のピーク位置の周波数から翼の固有振動数が求められる。

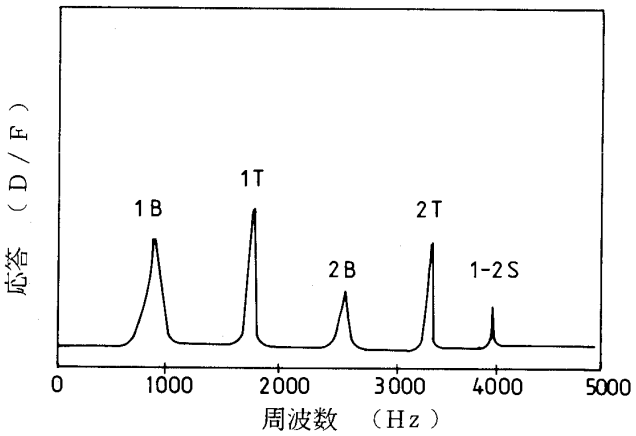


図40　正弦波掃引法の応答曲線

本方法によれば応答曲線の鋭さ（Ｑ値）から翼の減衰特性も得られる利点があるが，データ取得に時間がかかる欠点をもっている。特に数多くのモードにわたって固有振動数を求めたいときには時間がかかりすぎる。

2）ランダム加振法

時間を節約するために加振周波数を掃引する代りに一度にホワイト・ノイズで加振する方法が使われている。加振力(F)と変位(D)はＦＦＴ（高速フーリェ変換装置）にＡ－Ｄ変換され入力される。ＦＦＴにより処理された翼の周波数特性の結果は図40と類似のものとなる。この方法によれば掃引に要する時間が短縮される。数多くの翼をチェックする場合には便利な方法である。

１－２　圧電素子法

翼が比較的に大きい場合，翼面に小さな円盤状の圧電素子（５㎜φ～10㎜φ）を直接に接着剤により貼付しこれに通電し加振する（図41）。加振用圧電素子の重量および剛性が翼のものに対して充分無視できる場合に適用できる。この方法の最も重要な特長は加振周波数範囲が広いことで場合によるが20 kHz位まで加振が可能である。但し加振力は限られているので固有振動数を識別するのに光学的方法，音響的方法など若干工夫を要する。なおセラミック圧電素子を積層した周波数特性のよい小型のピエゾ型加振機もある。

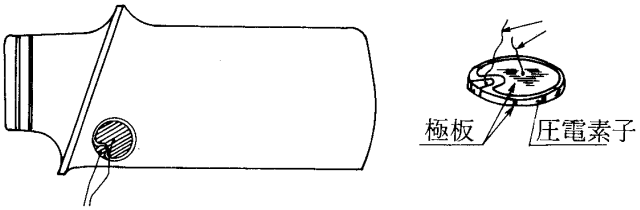


図41　圧電素子加振

１－３　ハンマリング法

最近，最も頻度高く利用されている方法はハンマリング法である。動電型加振機，圧電素子で加振する代りに特別に設けたハンマで加振するものである。動的荷重を計測するフォース・ゲージを組込んだハンマと供試翼の変位を非接触で測定する高位計の組合せで使用する。変位計としては渦電流式・光学式などが使われる。これらの荷重(F)と変位(D)の情報がＦＦＴによって解析され図40に極く類似の周波数特性が得られる。この方法が他の方法に比べて最も簡単であるため，最も広く使われている。しかしハンマリングによる加振は非常に低いレベルなので非線形特性のもの，減衰の大きいものでは再現性が乏しい結果を与えることがあるので注意を要する。供試翼の大きさ，関心の周波数範囲によって大きさの異なる３種類のハンマを用意し使い分けている。

2.　振動モード試験

固有振動数のほかに固有振動モードを明確にする必要がある。振動モードを見出す方法は表10に整理してある。現在ではホログラフィ法[1]が最も広く使われており有益な情報が得られる。図42にホログラフィ法による翼の固有振動モードの結果を示す。この例では16モードまで求められている。

翼の固有振動モードは図42から判るように数多くのモードが存在するが，これらを曲げモード(B)捩りモード(T)および板モード(S)の３種類のモードに分けて整理すると理解し易い。図43はこの方法

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

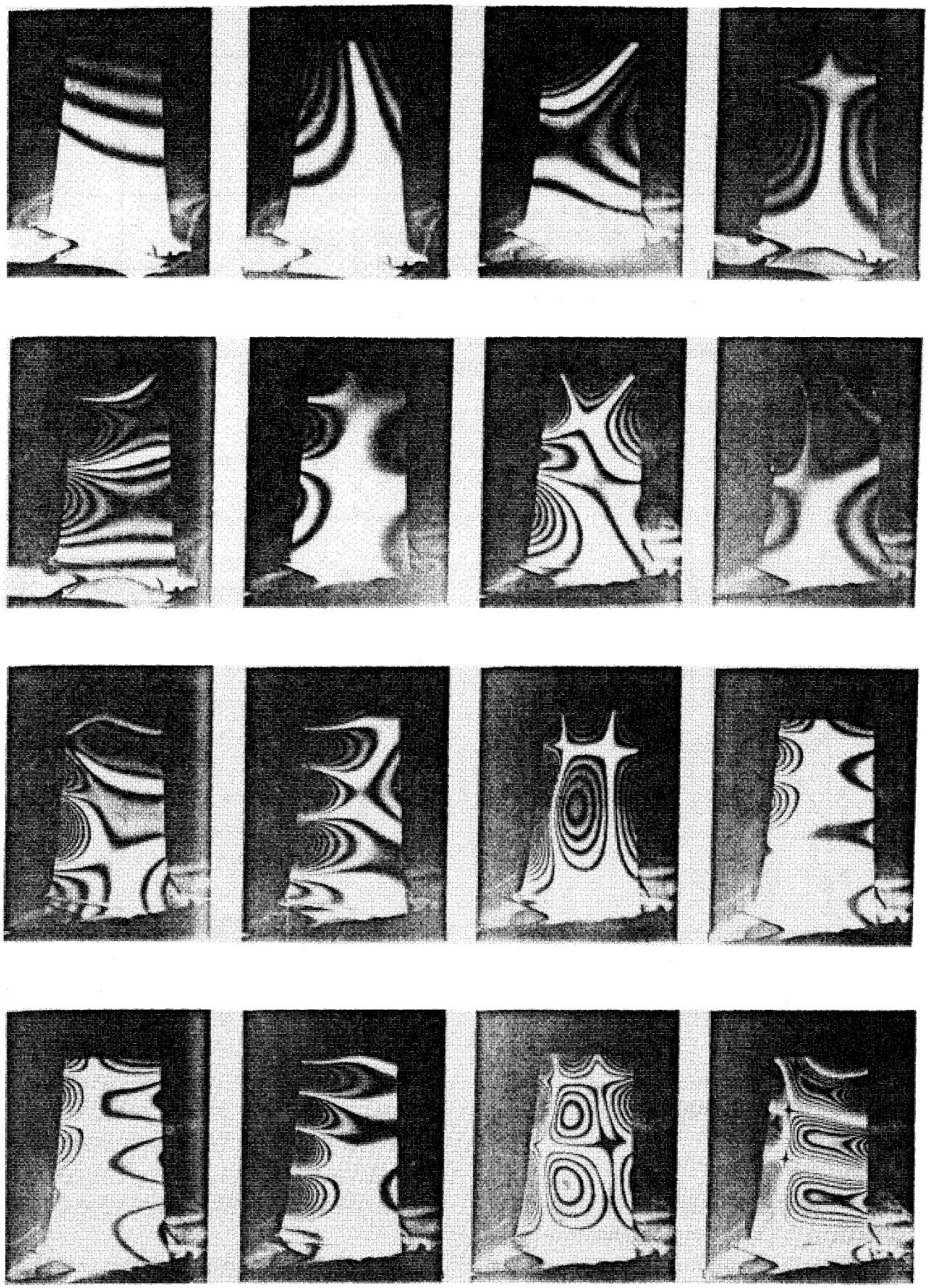


図42 振動モード（ホログラフィ法）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04

表10　振動モード試験法

試験法	方法	特徴
砂撒き法	供試体表面に撒布した砂が振動により節線に集まることにより節線を見出し振動モードを判定する。	供試体が平面のものに限定される。
触針法	圧電素子の触斜を振動している供試体上をトレースし，振動位相の反転する位置を見出し節線を判定する。	時間がかかる。
モーダル解析法	触針法を近代的にしたもので位相および振幅の情報をコンピュータにより処理し振動状況をＣＲＴ上に再現する。	装置が高価である 供試体形状の入力が必要 時間がかかる
ホログラフィ法	レーザ光の干渉により等変位縞模様を翼表面に形成し節線の位置のみならず変位分布を得ることができる	最も広く使われている

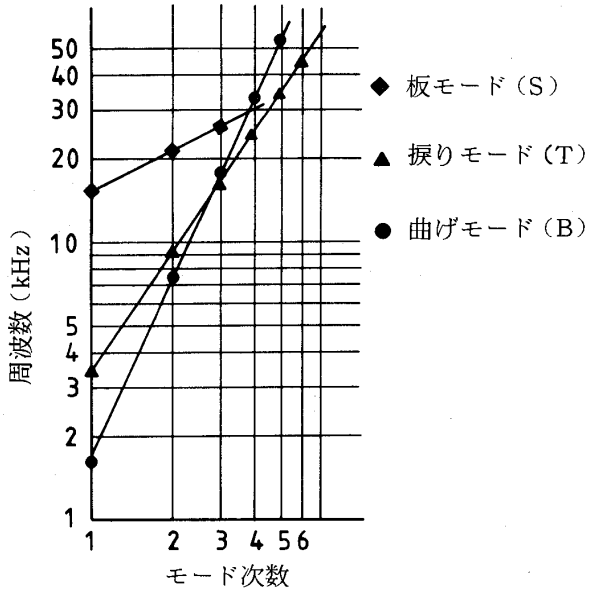


図43　振動モード類別

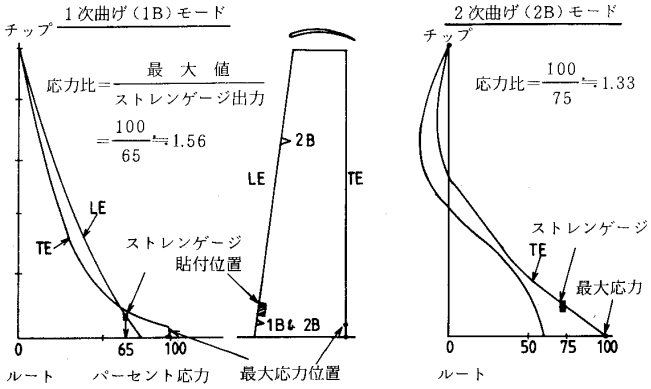


図44　振動応力分布とストレンゲージ位置

により類別したものでこの整理法によればより高次のモードの固有振動数を外挿して推定することも可能である。

3. 振動応力分布試験

翼の振動制限値を求めるには，固有振動数および固有振動モードのほかに翼の振動応力分布の情報が必要である。設計時にはＦＥＭ解析により振動応力分布の情報を得ているが，計算モデルの確認のために実験的な検証が必要である。

試作エンジンの試運転には翼に電気抵抗線ひずみゲージを貼付し，振動応力を監視する。監視にあたってはゲージ貼付位置と最大応力位置との応力比が制限値決定のために必要になる。すなわちこの応力比を使ってゲージ出力を最大応力に変換し判定する。図44に一次曲げおよび二次曲げの典型的応力分布とゲージ位置および最大応力位置の関係を示す。この例ではゲージの応力を各々1.56倍，1.33倍することによって一次曲げ，二次曲げの最大応力値を得ることができることを示す。

ＦＥＭ振動応力解析の結果は実験的に確認することが望ましいが，この手法として最近開発された熱弾性法が注目される。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04

3－1　熱弾性法（Thermoelastic Method）[2]

主応力和と温度変化の比例性を示す(1)式の熱弾性効果は1850年代にケルビン卿によって最初に発見された。

$$\Delta T = -K_m \cdot T \cdot \Delta\sigma \qquad (1)$$

ここで，ΔT：温度変化，$K_m = \alpha/(\rho C_V)$：熱弾性定数，α：線膨張係数，ρ：密度，C_V：定積比熱，T：絶対温度，$\Delta\sigma$：主応力和の変化分

ある一定量の気体を断熱状態のもとで急速圧縮するとその気体の温度は上昇し，急速膨張すると温度が下がることはよく知られている。この現象は気体に限ったことではなく固体においても云えることである。式(1)によればある変動応力状態においてその物体の温度変化を検知することによってその物体の応力状態を知ることができる。しかし炭素鋼の場合1kg／mm²の応力変動に対して約0.01℃といった微小量の温度変化であるため通常の温度計では検知できない。そこで特殊な赤外線温度計が英国で開発され応力測定装置として実用化された（図45）。図46に本装置で求めた翼の振動応力分布を示す。

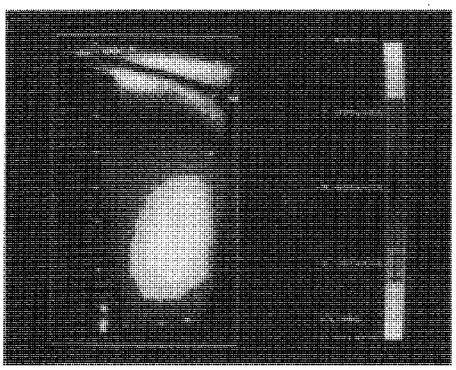


図45　振動応力分布（熱弾性装置）

本法の特徴はひずみゲージ法が一点ごと(Point by Point）の計測であるのに対して振動面全体の応力状態（Whole Field）を可視化できる点にある。ひずみゲージは有限の標点距離をもつとともにコーナ部などの最大応力位置に貼付できないことが多いが，本法は比較的局部の応力レベルを把握するのに適していると云える。

したがって今后ガスタービン翼の応力分布計測に最もよく使われる技術となると考えられる。表11に本法とひずみゲージ法の比較をまとめて示す。

3－2　ひずみゲージ法（ストレンゲージ法）

最近まで最も広く使用されてきた方法であるが翼の応力分布計測に使うときの問題点を分析すると表12のようになる。結論としては時間と費用が掛かるのが最大の難点であり，熱弾性法が使用さ

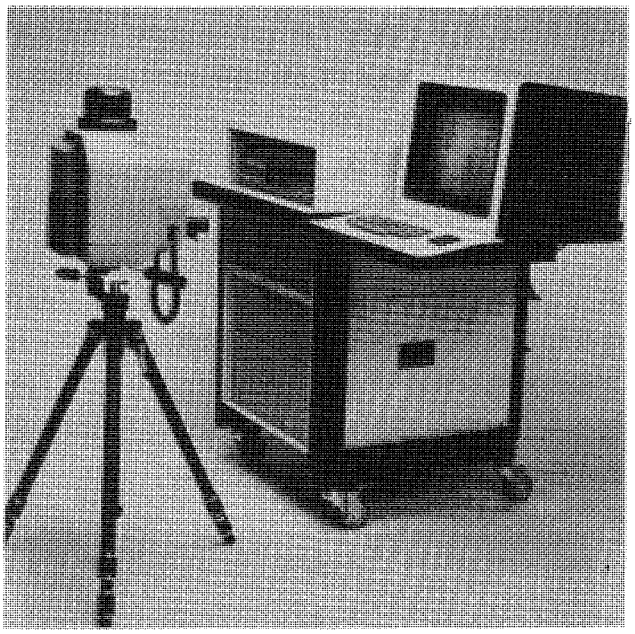


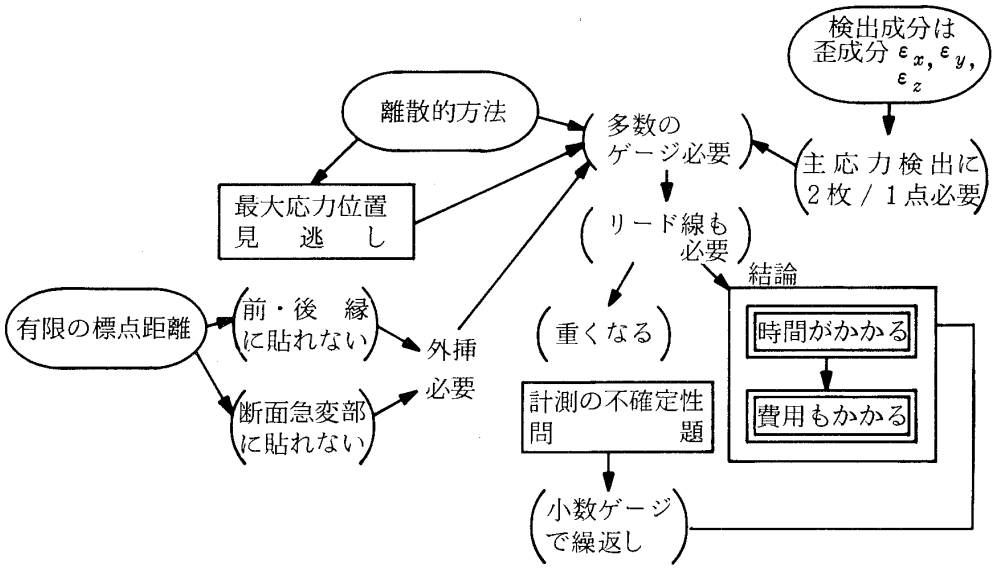
図46　熱弾性応力測定装置

表11　熱弾性法とストレンゲージ法の比較

	熱弾性法	ストレンゲージ法
特徴	全視野（Whde field）	離散的（Point by Point）
標点距離	可変（1mラジアンまたは1／256）	固定（最小0.2mm）
精度	低い	高い
検出成分	主応力和（$\sigma_1+\sigma_2+\sigma_3$）	歪成分 $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$
自由境界	熱放射／標点距離起因の誤差有	標点距離／ベース起因で計測不能
周波数特性	～20kHz	増幅器周波数特性
不確定性（Uncertainty）	問題なし	点数が多くなると質量が無視できない

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0

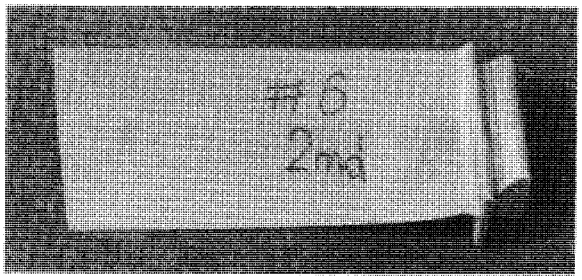
表12　ストレンゲージ法の問題点（翼の振動応力分布計測）



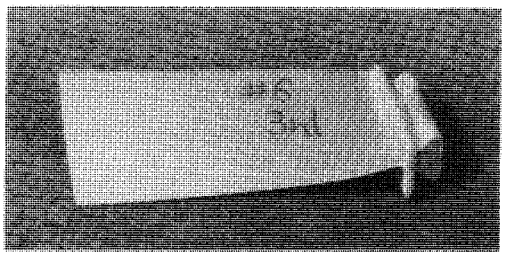
れ始めている理由である。しかしひずみゲージ法は歴史のあるよく洗練された方法なので今后も熱弾性法と互に相い補いながら使われていくものと考えられる。

3－3　応力塗料法

最大応力位置と主応力方向を比較的簡単に求めることのできる方法で翼への応用例を図47に示す。本法は翼面に塗布した脆性の塗料のクラックの発生からこれらのものを得る。注意深く実施すれば定量的評価が可能である。図47には同じ翼でも振動モードが異なることのために異なった場所に亀裂が発生している例が示されている。



(a)　2次モード



(b)　3次モード

図47　応力塗料法

3－4　めっき法[3]

日本人の発明した方法であり，銅またはニッケルめっきを施した翼に繰返し荷重を加えると高応力部から順次めっき層に黒色の斑点が発生し拡がる。この斑点発生の繰返数から応力レベルがわかる。熟練した技術によれば応力集中部の局部的な応力の値まで定量的に求めることができる。図48は銅めっき法により動翼の高応力部を明らかにしたものである。この方法の欠点は毒物であるシアンを使用せねばならないことであるが，最近シアンめっきの代りスルホン酸のめっきを使う研究がなされるなど今后の発展が期待されている。

4.　残留応力[5]

翼の高サイクル疲労強度には翼の加工時に残った残留応力が大きな影響を与？る。圧縮の残留応力は寿命を延ばすが，引張は寿命を縮める。した

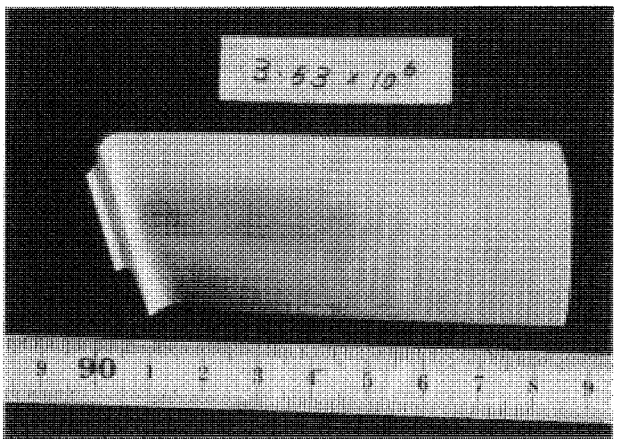


図48　銅めっき法

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/14.

がって翼の残留応力の測定は加工工程の確立のための重要な検査項目である。

残留応力の疲労強度に影ぼす効果は図49に示してある。A点は残留応力が零の場合の応力状態で振動応力マージンはAA′である。引張の残留応力があると応力状態はBに移り，マージンはBB′と減少する。圧縮の残留応力の場合は応力状態はCとなりマージンはCC′と増大する。

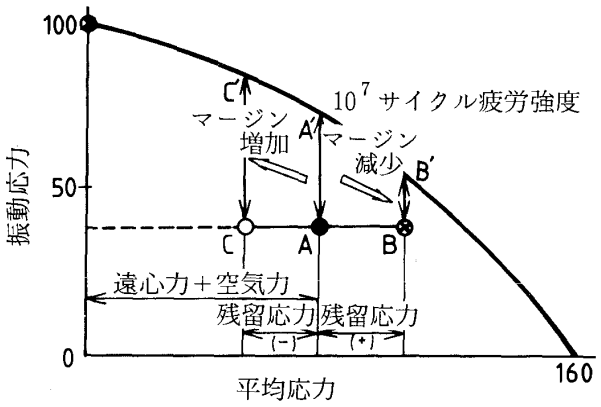


図49　グッドマン線図（残留応力の影響）

残留応力の唯一の非破壊的測定方法はX線残留応力測定法である。原理は結晶格子間隔とX線回折角の間の関係であるBraggの式に基づく。翼面にX線を照射し回折角を正確に測定し結晶格子の間隔を計ることになる。図50はファン動翼翼面の残留応力の深さ方向分布を測定したものである。翼の表面の残留応力は圧縮でかなり大きい。約50

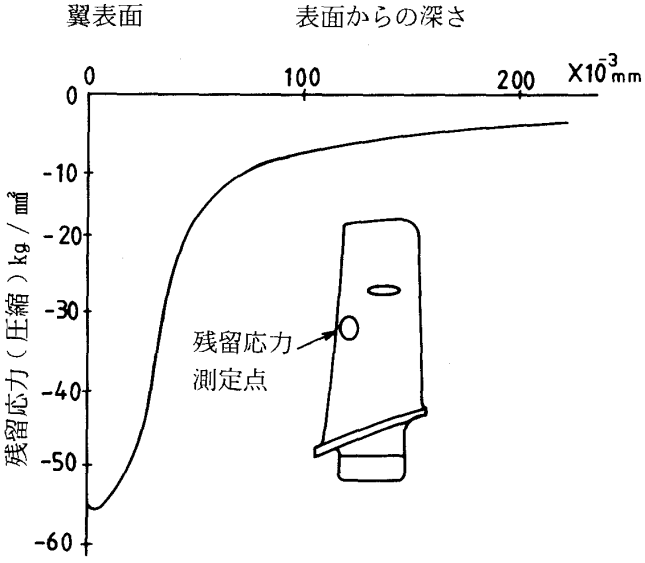


図50　ファン動翼翼面残留応力

μm位で残留応力は殆んどなくなる。この圧縮の残留応力が翼の疲労亀裂発生を抑える効果をもっている。

鉄鋼材料のX線応力解析は容易であるが，チタン合金，ニッケル合金の回折角は通常の方法では強度が不足しており，今后この面での研究が要望される。

5. 疲労試験

翼が疲労強度以上のレベルで振動すると，亀裂が発生し疲労破損する可能性が生じる。したがって翼の疲労強度を確認する必要がある。材料の疲労強度は各種の試験片（丸棒，板など）および荷重形式（引張圧縮，曲げ，捩りなど）で試験されている。しかし疲労強度は加工条件に依存する度合か他の材料強度（引張強さ，降伏強さ）に比べて大きい。したがってより精度で疲れ強さを求めるには実物翼での試験が必須である。

疲れ強さのデータは静的引張強さ（UTS）に比べてバラツキが大きい。このことは疲れ強さのデータは統計処理が必要であり，統計処理ができるのに充分なデータ量の試験が必要であることを示す。

本節では実機翼での疲労試験の方法について少し詳しく述べる。

5－1　加振方法（振動応力負荷方法）

実機翼の疲労試験は可能なかぎり実機状態をシミュレートすることが望ましい。(1)動電型加振機(2)電気油圧式加振機，(3)空気式加振機の3種がよく使われている。いづれもそれぞれ長所と短所がある。表13にそれらの比較を示す。一言で云えば(1)が最もふつう，(2)は平均応力負荷用，(3)は高周波疲労試験用であると云える。

(1)　動電型加振機

図51に動電型加振機によってタービン翼の疲労試験を実施している状況を示す。作動温度を与えるために高周波加熱を採用している。本法は翼の固有振動を利用して加振するので加振周波数すなわち負荷速度は恒に翼の固有振動数である。固有振動は一次曲げだけではなく，一次捩り，二次曲げモードなどで疲労試験を実施している。しかし動電形加振機の上限周波数は一般に5 kHz(2000 1f 級のもの）位である。より高次の高周波領域での疲労試験には空気式のものが使われる。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

表13　加振方法の比較

	動電型	電気油圧式	空気式	
			フラッタ式	エアサイレン式
負荷荷重	両振	平均応力負荷可能	両振	
周波数領域	5Hz～5000Hz	DC～200Hz	～1000Hz	～20,000Hz
加振方法	共振	強制加振	自動振動	共振
加振周波数	翼の固有振動数	任意の周波数	翼の固有振動数（基本振動モード）	翼の固有振動数
制御	クローズドループ（変位または荷重）	クローズドループ（変位または荷重）	オープン・ループ（空気圧）	

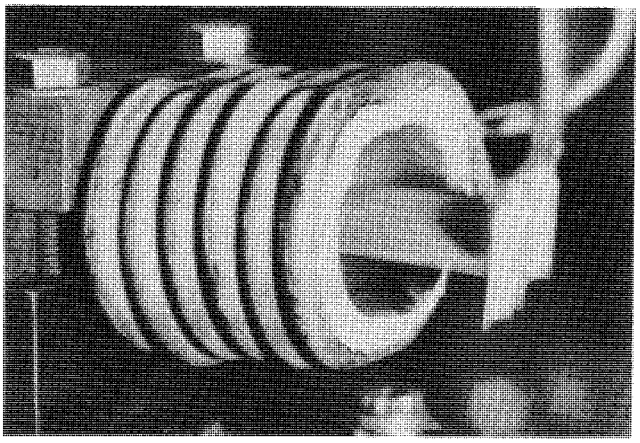


図51　タービン翼の高温疲労試験

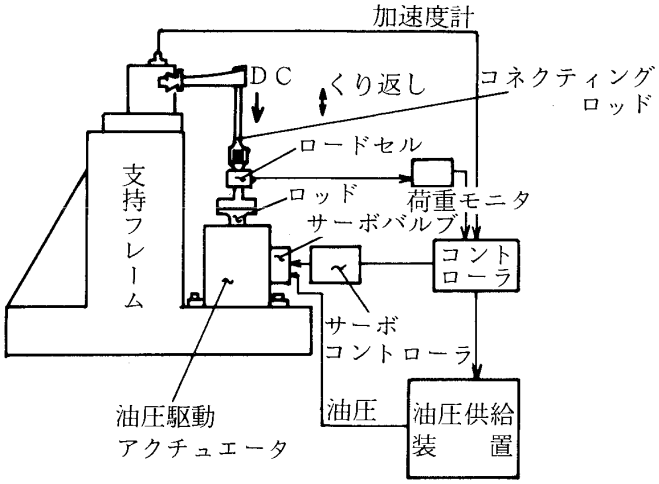


図52　電気油圧式加振機

(2)　電気油圧式加振機

動電形加振機では荷重は両振り荷重で動翼に働いている遠心力および動静翼に働く空気力のような平均応力を掛けることができない。図49のグッドマン線図に見られるように平均応力の疲れ強さに対する影響がある。点Dの両振りの疲れ強さの他に点A′のような平均応力のある場合の強度データを要求される。このような場合に電気油圧式加振機が使われる（図52）。この方式の荷重方法は強制加振であり，DC～200Hzの範囲で任意の周波数を選べる。

しかし，翼先端を強制変位させる方式であるので動電形加振のように慣性力をシミュレートしていない。すなわち応力分布は精度よく再現していない。したがって危険部位を特定しその部分周辺の応力分布のみを再現する試験となる。

(3)　空気式加振機[4]

翼の疲労破損は一次曲げ，一次捩り以外の高次モードでも発生する。最近の翼振動設計の進歩により低次モードでの破損は着実に減少しつつあるので高次モードの振動による疲労破損が相対的に重要視されるようになってきている。すなわち，高次モード，高周波領域（5 kHz以上）での翼の疲労試験の要求がある。この場合動電形加振器では対応が困難であり，空気式加振機が使われている。

空気式加振機は2種類ある。ひとつは翼の自励振動を利用するフラッタ式のものであり，他はエアサイレン式のものである。フラッタ式では翼の自励振動数は一次曲げまたは一次捩りになり高次モードの疲労試験には適さない。エアサイレン式のものは孔付（約20個）回転円盤と静止円盤の組合せで振動空気流を作り翼にあてるもので30 kHz位まで加振が可能である（図53）。

5－2　疲労試験方法（統計処理）[6]

疲労試験の結果を翼の強度評価に使うには必然的に統計処理が必要になる。これは疲労現象が制御が容易でない多岐の要因に支配されるバラツキの大きい統計的な現象であることによる。逆に疲

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

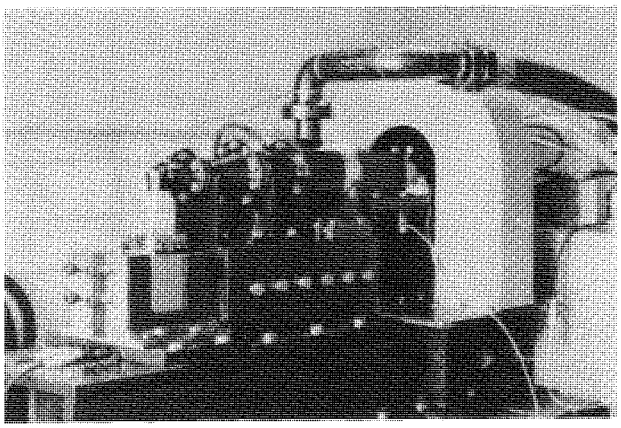


図53　エア・サイレン式疲労試験機

表14　疲労試験方法

一定振幅法	標準試験法	(1)	S－N曲線法
		(2)	S－N－P曲線法
	応　答　法	(3)	Probit 法
		(4)	Staircase 法
		(5)	修正Staircase 法
振幅増加法		(6)	Step 法
		(7)	Prot 法

労試験は統計処理を前提に計画されなければならない。とくに翼は高価（ファン動翼は1枚100万円を越えるものもある）から効率的な試験計画が必要である。統計的処理を前提とした試験法は表14のように整理される。

(1)　階階上下法（Staircase 法）

全部で7種類ある試験方法のうち(4)の本法が翼の疲労試験で最もよく使われている理由は下記のとおりである。振幅増加法はStrainaging 効果のある材料では誤った結果を与えるおそれがある。

(1)S－N曲線法，(2)S－N－P曲線法は各応力レベルで同じウェイトで試験することになるが，翼の疲労試験では$10^7 \sim 3\times10^7$サイクル 近傍の疲れ限度付近の情報が特に求められているので供試翼枚の有効性で問題がある。(3)のprobit法は翼枚数を多く必要とする。(5)修正Staircase 法は疲労試験機の複数ある場合に使う方法で通常の場合同一の疲労試験機で行う方が試験機相互間の有意差検定の作業を含まないので有利である。

Staircase 法による疲労試験と統計解析の手順の概略を説明する。供試翼は正規製造工程の完成品でかつ評価すべき母集団を代表するように乱数表などを利用して供試翼を選定する。通常は12枚以上52枚程度の供試翼を準備する。表15にStair-case 法の手順が略述されている。第1番目の供試翼は予想平均疲れ強さで試験する。この供試翼が所定サイクル（たとえば10^7）前に破壊したら，つぎの供試翼は一段低い応力レベルで試験する。所定サイクルまで破壊しなかったならつぎの供試翼は一段高い応力レベルで試験する。その后の供試翼は前の試験の結果によって一段階高いかまたは低い応力レベルで試験する。応力レベル間の間隔は最初の応力レベルの5～10％に相当する一定レベルが採用される。この値の最適値は約1標準偏差であるが試験が完了して初めてわかることである。これらの統計量（表15）からそのロットの99.8％が10^7サイクルをクラックなしで終る応力レベルを信頼度70％で予測すると$S_{\min}=X-KS_x$ $=43.75-2.37\times1.75=39.53$kg/mm² となる。

Staircase 法は最小の供試翼枚数で目標サイクルの疲れ強さの平均値および標準偏差を求めるのに最も有効な方法と考えられる。

表15　STAIRCASE法

応力 (kg/mm²)	供試体翼番号 1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
47.5 S2						x						
45 S1					o		x		x		x	
42.5 S0		x		o				o		o		o
40	o		o									

x：破損
o：破損せず

$$\bar{X}=42.5+2.5\left(\frac{5}{5}-\frac{1}{2}\right)=43.75\ \mathrm{Kg/mm^2}$$

$$Sx=1.62\times2.5\left\{\left(\frac{35-25}{25}\right)\right\}+0.029=1.75\ \mathrm{kg/mm^2}$$

(2)　ステップ法（Step 法）

前節で述べたようにStrainaging効果のないことが判っている場合には振幅増加法を使うことができる。この場合は供試翼の枚数は6枚程度に減らすことが可能である。図54にステップ法の手順を示す。負荷荷重はステップ状に加える。各ステップにおける試験サイクルN_Sは一定時間（たとえば30分）に選び，応力値をこれまた一定間隔（たとえば5kg／mm²）で増加させながら破壊するまで試験を続ける。実際的には予想疲れ強さの半分位

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04

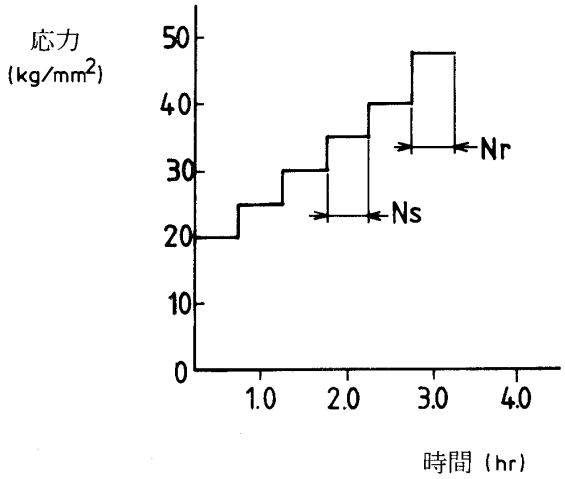


図54　ＳＴＥＰ法

の値から開始する。翼が破損する最終ステップではサイクルN_rを計測する。図54の各ステップに対して$SN^{\alpha}=C$　の関係とマイナーの累積損傷則を用いると

$$S_0N_0^{\alpha}=S_rN_S^{\alpha}\left[\frac{N_r}{N_S}+\frac{r}{\frac{1}{\alpha}+1}-\frac{1}{2}+\frac{\frac{1}{\alpha}}{12r}\right]^{\alpha}$$

右辺のS_r,N_rおよびrは疲労試験から求まるから左辺の$S_0N_0^2$が求まり一定のS_0に対する寿命を算出することができる。

このようにして求められた供試翼６枚のある一定応力値に対する寿命はバラツキをもっている。図55にこの場合の統計諸量を示す。□印を付けた６点はある一定応力負荷に対する供試翼６枚の寿命の実験値である。対数寿命の平均値は$\bar{x}$で示してある。この平均値は少数の翼から得られたもので母集団の平均値の推定値は$\bar{x}\pm\hat{t}\sigma/\sqrt{n}$の間にあることになる。$t$はステュデント$t$値，$\hat{\sigma}$は母集団の標準偏差の推定値である。また$n$は試験された翼枚数でこの場合は$n=6$である。一般に95％の信頼水準が採用されるので大きな母集団に対しては$t=1.96$とする。破損翼の集団の下限界推定値は図55中に模式的に示してある。0.001％最小寿命すなわち10,000枚の翼の最小寿命推定値は図中に示すように$X-3.72\hat{\sigma}$となる。

このようにしてある応力値に対して６枚１組の疲れ試験結果から最小寿命が評価される。但しこの場合には翼材料のα値および$\hat{\sigma}$が既知であることが前提である。

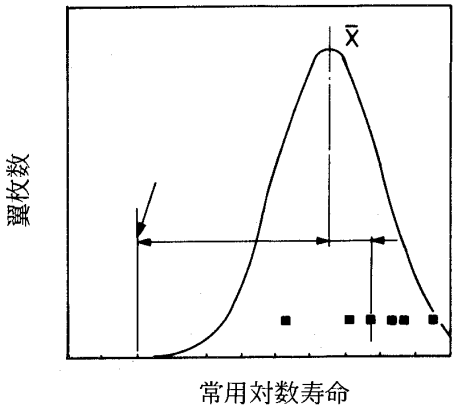


図55　0.01％寿命の統計的決定法

５－３　ノッチ付翼の疲労試験

とくに航空用のガスタービンでは空力性能確保のために空気取入口にフィルタは付いていない。したがって砂，石，氷，雨および鳥などを吸込むれがある。これらによる損傷をＦＯＤ（Foreign Object Damage）と称しており，この影響を考慮に入れる必要がある。傷の付き方はバラエティに富んでいるが応力集中係数$K_t=3.3\sim2$の切欠で試験することが多い。勿論翼のどこに切欠を付けるかは問題である。

図44には一次曲げ，二次曲げモードの応力分布と前縁の切欠位置の例が示してある。捩りモードのときも同様に応力分布をもとに切欠を付ける位置を決める。

なお，どの振動モードで疲労試験をすべきかはキャンベル線図上より判断する。図56では80％回転付近の一次曲げモード，Ｆ.Ｉ.（フライト・アイドル）付近の二次曲げモードが問題となることがわかる。

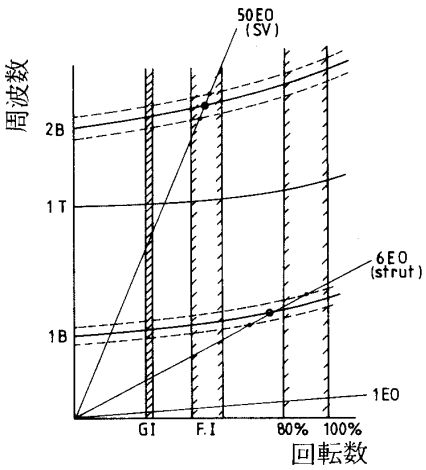


図56　動翼のキャンベル線図

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0

Ⅳ　運転試験[7]

設計解析および単品リグ試験によって翼の強度および応力状態はかなり判っきりしてきた。残るのは振動応力の絶対値である。振動応力値は励振源の強さおよび振動翼の減衰力によって決まる。いづれも設計解析，単品試験段階で精度よく予想することは困難である。

図57は翼の振動疲労破損を評価するためのスキームを図表化したものである。こゝでは振動応力の絶対値のエンジン運転計測が評価にとって最后に残された重要な仕事であることを指摘しておきたい。すなわち同図のＡ点の縦軸を決定することである。設計解析，単品リグ試験によってＢ点，Ｃ点は既にもとまっている。

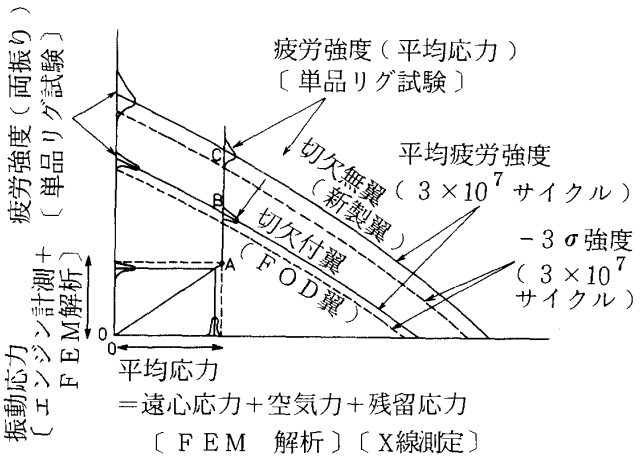


図57　翼の疲労破損の評価

エンジンでの計測は通常の運転セルでの計測のほかに横風状態をシミュレートした屋外運転試験高空状態をシミュレートした高空性能試験での計がなされる。以下ではエンジン運転における回転動翼の振動応力計測の方法について述べる。

動翼とくにタービン動翼は苛酷な条件下で作動しているので，その実働応力計測を実行に移すことは必ずしも容易なことではない。したがって，計測の対象についての正確な認識が是非とも必要である。

まづ最初に回転動翼の計測においては下記の２点が一般の計測に比べて特徴になっていることを指摘しておきたい。

(1)　高速回転に伴う遠心力に耐えるセンサ・器材を使用すること（耐遠心力）。

(2)　回転休の情報を静止部へ伝達する機構が必要であること（信号伝達）

また二次的であるが充分配慮されるべき項目としては

(3)　センサはガス流中に長時間さらされる。

(4)　センサ取付部は高振動状態である。

(5)　ガス中の混入粒子や水蒸気による損傷。

(6)　潤滑油や燃焼生成物による劣化。

などである。

翼の振動計測には翼面の高応力部に抵抗線ひずみゲージを貼付し，信号をスリップリングまたはテレメータで静止部へ伝達する方法が最も広く使われている。もうひとつの方法はケーシングに加工を施して翼先端の振動振幅を直接計測するものである。前者は回転系にかなり加工を施さなくてはならないが，後者はケーシングなどの静止系の追加工が主で回転系にはほとんど加工が必要でなく，供試体の機能・特性を変化させることが少ないなどの利点がある。後者については高温での応用例は極めて少なく今后の研究開発を待たなければならない。

回転する動翼の振動を計測する方法はつぎの３種類が実用化されている。すなわち，ひずみゲージ法，ＦＭグリット法および光学的方法である。この３種類の計測方法についての比較を表16に示す。また現在ではひずみゲージ法が最も広く使われている。ＦＭグリッド法は航空用ガスタービンの分野で主に欧州で一部米国，日本で使用された実績がある。なお，計測対象物への加工が最小限に抑えられること，計測点数が多いことの２点の特徴のために光学的方法が今后急速に利用される可能性がある。

1.　ひずみゲージ法

高温ゲージを動翼面に貼付し信号をテレメータなどのトランスミッタで静止系に伝達させる方法が最も広く採用されている。ひずみゲージの貼付形式により接着型，溶射型，溶接型，スパッタリング型の４種類に分類できる。各種ゲージの詳細は省略するがガスタービン動翼の振動応力測定の観点から比較すると表17のようになる。

接着型には無機系ベースおよびベースのないフリーフィラメントの２種類のひずみゲージが使用される。シリコン系の接着剤では約400℃くらいまで，それ以上の温度にはセラミックス系のもの

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

表16　動翼振動計測方法

計測方法		ひずみゲージ		Meander法（FMグリッド）	光学的方法（OPT-V）
		スリップ・リング	テレメータ		
計測精度		極めて良好		良好	改良が望まれる
適用性	必要部品および追加工	○スリップ・リング支持用ストラット	○テレメータ収納用特殊リング	○動翼にマグネット埋込む ○ケーシング内壁にグリッドを円周方向に貼付ける	○光学ファイバ用ボス加工 ○基準信号用センサ
	特徴	入口空気の乱れまたはポテンシャル干渉の要因となる	回転部の振動特性・応力状態が変化する	グリッドの製作費が高くなる	比較的簡単な加工ですむ
計測点数		1）スリップ・リングまたはテレメータのチャンネル数 2）ひずみゲージのリード線 3）ひずみゲージの空気力学的擾乱 などで制限を受ける 実機では段当り2～3点がふつう		段当り1点 （まれに3点）	自動的に全点
空気力学的擾乱		あり		なし	なし
高温特性		～800℃		～250℃	未確等（～500℃）
計測物理量		ひみ		af 値	a また欠 af 値

表17　ひずみゲージ比較

呼称	ゲージ形式	取付方法	最高使用温度（動的）	特徴
接着型	無機型ベース型	焼付硬化（無機系接着剤） シリコンセラミックス	～約400℃	1）中温領域（50～300℃）では最も広く使われている。 2）低温応力部には半導体ゲージも利用される。
	フリー・フィラメント型（ベースなし）		～約900℃	
溶射型	フリー・フィラメント型（ベースなし）	溶射（プラズマ・スプレー） 高純度アルミナ	～約900℃	1）高温で使用できるが溶接型に比べて寿命が短い 2）回転体の高温ひずみ測定では最も広く使われている
溶接型	箔ゲージ接着型	スポット溶接	～約300℃	1）高温材料ではスポット溶接により疲労強度が低下する 2）曲率が大きいところに貼れない 3）流体中の混入粒子などによるアブレーションに強い
	シース管型（MgO粉末絶縁）		～約900℃	
スパッタリング型	薄膜型（直接フォトエッチング）	スパッタリング	～約700℃	1）測定物に直接ゲージを形成する 2）小型・薄厚にできる 3）今後の発展が期待されている

を使う。セラミックス系のものは接着力が弱く遠心力のかかる動翼の測定にはあまり向いていない。

溶射型はフリーフィラメント型ゲージを高純度のアルミナを溶射することにより動翼に貼付するものである。最高温度約900℃までの測定が可能であり動翼の高温振動応力測定では最も多く使用されている。とくに翼面の曲率の大きなタービン動翼には溶射型が多く使われている。

溶接型はゲージを点溶接によって翼に取り付ける。接着型高温ゲージをステンレス等のベースに予め接着したものは最高使用温度が約350℃で比較的低温用のものである。またひずみ受感素子を

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

MgOと一緒にステンレス・チューブに埋め込み，チューブにフランジをつけて翼に取り付けるものがある。これらのひずみゲージの特徴は強度的に極めて強靱であるが，点溶接により翼母材の疲労強度が低下する恐れがある。また曲率が大きい場所には可撓性が乏しいので貼れないなどの欠点がある。ゲージ寸法がかなり大きいので航空用の比較的小さな圧縮機後段の動翼には使えない。

スパッタリング法はスパッタリングとフォトエッチングによって動翼翼面に直接薄膜ゲージを形成するものである。薄膜ゲージは溶射型に比べて極めて小型に製作できゲージ装着によって動翼の空力形状と振動特性を変えることがない点で飛躍的な進歩である。とくに圧縮機後段の小さな動翼の計測ではこの利点が生かされる。なお薄膜ゲージは20万Gを超える高Gに耐えるとともに4,000 μ以上の動ひずみ限度をもっている。薄膜ゲージはGE社の特許で，他社の応用例の報告は極めて少ない。今后はこのゲージが動翼の動的ひずみ測定では大きな役割をはたすと考えられるので国内でもタービン動翼に適用する基礎研究がなされている。

ひずみゲージ法の場合，回転体から静止部へ電気信号を送るための工夫が必要であるが，通常スリップリングとテレメータが多く使われる。ほかに回転トランスと称するものがあるが特別な場合以外は使われない。

スリップリングは古くから実用されて最も広く使われているが，潤滑油とフレオンの混合流体を循環させて潤滑・冷却を行う小型の多チャンネルスリップリング（100 ch）が多く使われている。

2. FMグリッド法[8]

本方法はミアンダ（Meander）法とも呼ばれ1960年頃英国ブリストル・シドレー社（現在RR社ブリストル工場）で最初に開発されたものである。航空エンジンの分野では古くから知られた方法ではあるが，日本ではあまり紹介されたことがないので少し詳しくのべたい。

FMグリッド法の主要部分は動翼先端に小さなマグネットを埋め込むこと，ケージング内壁に図58に示すようなジグザグ状のピックアップコイルを装着することである。動翼が回転すると翼先端に埋め込まれたマグネットによりグリッド内に起電力が発生する。グリッド間隔を適切にとるとグリッドに発生する出力は正弦波に近い形状になる。翼が振動していないと規則正しい正弦波の連続であるが，翼が振動していると一定周波数の正弦波を翼の振動により周波数変調することになる。この信号を増幅しパルス状信号に変換したのち低周波フィルタにより復調し翼振動成分を得る。

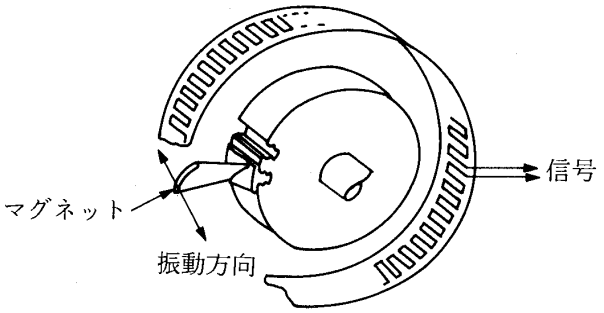


図58　FMグリッド法

この方法の特徴は(1)回転部の追加工は最小限で済む，すなわち計測翼の先端にマグネット片を埋め込むだけである。(2)静止部ではケーシング内壁に精度よく製作したグリッドを装着する。(3)得られる信号はaf値すなわち翼先端振動変位振幅aと翼振動周波数fの積である。(4)信号の検出と伝送を同時に行うので回転系から静止系への信号伝送にスリップリングなどのトランスミッタを必要としない。(5)非接触計測法であり使用中の劣化，破損は少なく安定した信号が得られる。などである。

(3)の特徴で述べたaf値は翼振動ではとくに重要な値である。この値は速度の次元をもっており翼材料で決まるあるaf値に達すると翼にクラックが発生する。すなわちaf値は翼の最大応力値を近似的に示している。したがって翼面の詳細な応力分布，最大応力位置を知らなくてもaf値から近似的に危険度がわかる。このことはひずみゲージが貼り難い，また貼ることにより翼の振動特性が変化してしまうような小さな翼の振動応力を推定するのに大変便利である。

ブリストルで最初に開発されたこの方法はVTOL戦闘機ハリヤーのエンジンであるペガサスに適用されたこともあり，米国PWA社でもFMグリッドが使われた。RB199の開発に関連して西独MTU社が，またRJ500エンジンの運転計測

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

で日本が本方法を使用した経験をもっている。またズルツァ社は独自にシステムを開発し計測している。

グリッドの材質を適切に選択することにより250℃まで適用可能である。しかし本方法の欠点は計測できる翼枚数が段当り1～3枚に限られていることである。

3. 光学的方法

FMグリッドと同様に非接触計測法である光学的な方法は動翼の振動計測に有望と見られている。FMグリッド法では高温中でのマグネットの磁気の低下とグリッドの絶縁材料が問題であったが，光学的方法はこの点は心配ない。現在光学的な方法は基礎研究段階を終え応用の段階に入ったところである。

3－1　BBC，IHIの方法[9]

BBC社のDr．Rothが開発し，IHIが発展させた光学的な方法を図59に示す。この方法では検出部はケーシング上に取り付けた1～3本のプローブと1回転1パルスの基準信号を取り出すプローブから成り立っている。翼が回転するとプローブから図59の下部に示す信号が得られる。同図のt_sは基準信号が入ってから№2翼が通過するまでの時間であるが，この値は翼が振動しているときとしていないときでは異なる。この差を精確に測定することによって翼先端の振幅を検出することができる。

この方法は3－2で述べる方法よりもプローブ数が少ないのが特徴であるが，(1)精度を高めるために計測回数を増やし平均値をとる。(2)共振点での計測では回転数を前後に移動させる。などの処置を必要としている。筆者らもこの方法をもとに研究開発を続けてきたが改良した方法を実用化しており，その成果をV2500のファン動翼の振動測定に応用している。

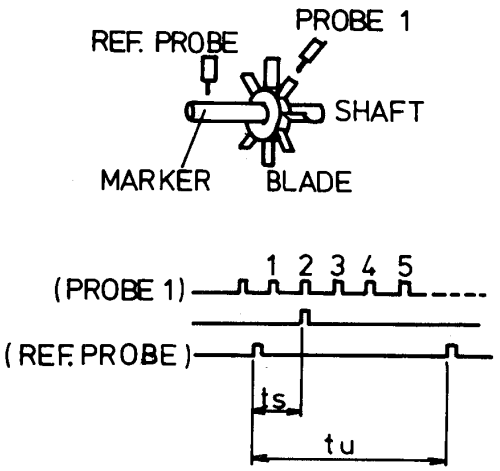


図59　光学的方法（OPT－V）

3－2　NASA，航技研の方法

この方法はNASA，航技研（航空宇宙技術研究所）が開発・発展させたものである。原理はケーシングの周囲に設置した多数の光学的プローブの翼からの反射光から翼の振動波形を再生するものである。3－1の方法に比べて精度がよいがプローブの数が多い，（20本位）のが欠点である。図60に航技研のFVMS（Fan blade Vibration Measuring System）によって計測されたデータを示す。これはファン動翼の振動計測例で図の上半分は#1動翼の5回転間の振動波形が，下半分には#1から#33までの全部の翼の5回転の間の振動変位の変化が示されている。

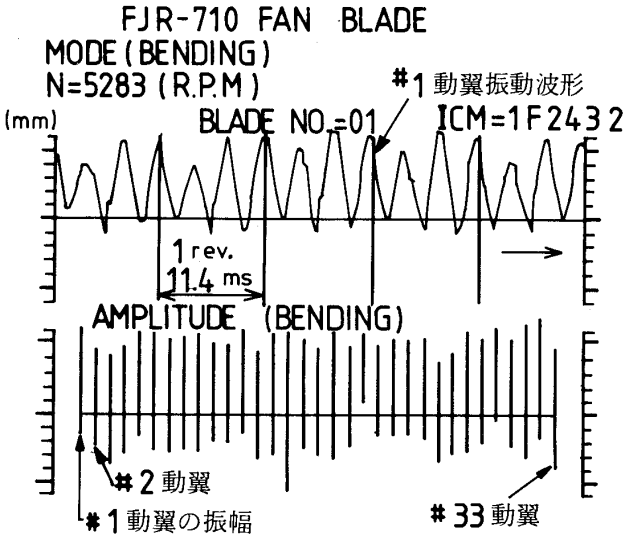


図60　航技研FVMSによる計測例

V　あとがき

ガスタービン翼の振動強度設計と評価の方法について3回にわたって解説してきたが，一連の作業を簡潔に要約するとつぎのようになる。すなわち，全ての作業は最も確からしいキャンベル線図とグッドマン線図を作成することに集約される。キャンベル線図（図56）は翼の振動特性をグッドマン線図（図57）は翼の疲労強度特性を示す。設計段階，単品試験段階，運転試験段階と次第にそ

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

表18　解決すべき問題

段　階	問　題　点	解　決　策
設計解析	○ＦＥＭ解析では結果はモデル化の仕方で大きく変化する。 特に中空ファン翼・冷却タービン翼のモデル化	○翼振動計算のモデル作成手順の標準化
単品試験	○Ｔｉ合金，Ｎｉ合金のＸ線回折強度が充分でない ○動翼の遠心応力場での高サイクル疲労試験ができない	○新しい管球（Ｍｎ）の開発 ○電気油圧式加振方法の改善
運転試験	○エンジンの状態への擾乱を最小にする計装方法（テレメータ・スリップリング高温歪ゲージの欠点）	○光学的翼振動計測法 ○薄膜ゲージ

の推定精度が向上し，運転試験が完了したときに完全に強度評価ができ上っていることを期待されている。また，できるだけ早い段階で精度の高い推定がなされることが，後もどりのない開発ができることになる。

しかし現在では各段階ともに若干の改善すべき問題がある。表18にそれらの問題の一部を示し併せて解決の方向を示した。

参考文献

(1) 青野，回転機械部品のホログラフィ振動解析技術とその例，セミナテキスト（1986）

(2) 中田，熱弾性効果による非接触振動応力測定手法と実際の応用例，セミナテキスト，（1986）

(3) 清家ほか，銅およびニッケルメッキ応力測定法に関する基礎的研究（スルファミン酸銅めっきの適用），第19回応力・ひずみ測定シンポジウム，ＮＤＩ，（1987）

(4) Truman, J.C. et.al., Pulsed - air Vibration Technique fnr Testing High - Perfnrmance Turbomachinery Blading, Exptl. Mech., June, (1961).

(5) 青野他，航空用エンジン部品のＸ線応力測定，ＮＤＩ資料4526，（1978）

(6) 青野，航空用ガスタービン動翼の寿命評価を支える基礎技術，材料学会　高温強度部門委員会資料33期－５回，（1985）

(7) 青野他，高温ガス中の高速回転動翼の振動応力計測技術とその応用，ターボ機械，11(9)，p.32－p.39（1983）

(8) Raby H., Rotor Vibration Observed from the Casing, Conference on Methods of Transmitting Signals from Rotating Plant, (1970)

(9) AONO et.al., Optical Blade Vibration Measurement of Azial - Flow Compressor, Proc, SESA 1983 Spring Meeting

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

技術論文

車両用ターボ過給ディーゼル機関の吸排気管内非定常流れの研究

東京大学生産技術研究所　吉　識　晴　夫
東京大学生産技術研究所　遠　藤　敏　彦
関　西　電　力　㈱　水　越　　潮
東京大学生産技術研究所　高　間　信　行

1. まえがき

内燃機関の性能，特にトルク特性の向上による燃費の改善や排気ガス対策を目的として行われるターボ過給が，最近，自動車用原動機に広く使われている。特に，ディーゼル機関でその効果が著しい。車両用機関では，静圧過給ではなく動圧過給が有利である。この場合，タービンは脈動流れによって駆動されるため，エンジンの吸排気管内および排気タービンの脈動流特性が問題になる。管内脈動流れのうち，ディーゼル機関等の給排気問題については，これまでに多くの研究が行われている(1)。また，動圧で駆動される排気タービンに関する研究もかなり行われている(2)。しかし，軸方向に2分割されたスクロールを持つ2口ラジアル排気タービンを含んだ流路系の特性解析は行われていない。

本研究においては，上記の2口ターボ過給機を搭載したディーゼル機関の吸排気管内の非定常流れを実験で測定するとともに，その流路系について特性曲線法を用いた数値解析を行った。その結果得られた両者の圧力波形および流量特性を比較検討し，シミュレーションモデルおよび計算方法の妥当性を確認した。

2. 主な記号

a ： 音　速
F ： 流路面積
N_E ： エンジン回転数
N_T ： タービン回転数
p ： 圧　力
r ： 半　径
t ： 時　間
v ： 流　速
x ： 位　置
κ ： 比熱比
ρ ： 密　度
ω ： タービンロータ回転角速度

添字

a ： 大気状態
①，②，③ ： 排気管合流部における方向

3. 実　験

直列6気筒のターボ過給ディーゼル機関を，直流電動機で駆動して実験を行った。実験装置の概略を図1に，ターボ過給機の断面を図2に示す。

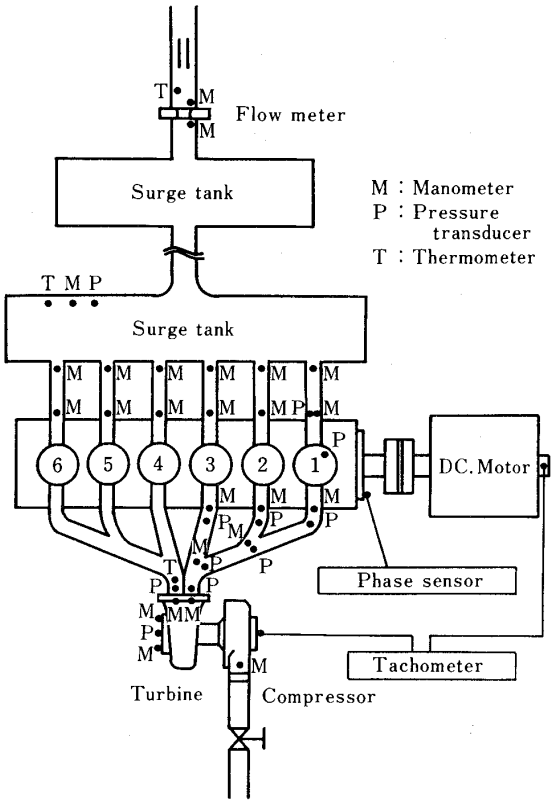


図1　実験装置概要

（昭和61年11月25日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

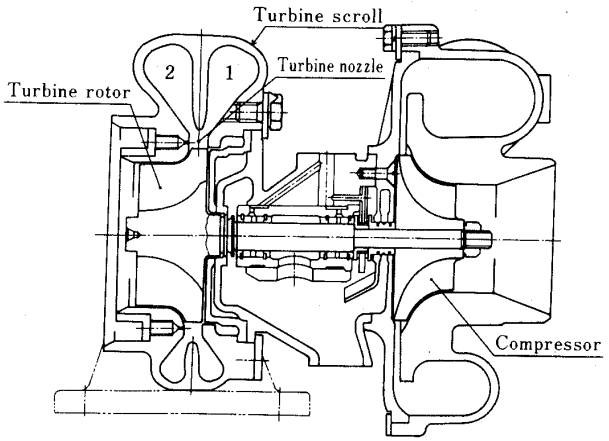


図2　ターボ過給機

ディーゼル機関の排気量は5,785 cm³，排気タービンのロータ外形は74mm，ロータ羽根枚数は11枚である。なお，過給機コンプレッサによる過給は行わず，吸気は大気から取り入れた。吸気側は，各シリンダへの空気流量ができるだけ均一となるように通常の吸気マニホルドを用いず，入口部にベルマウスを備えた直管によりサージタンクと各シリンダとを接続した。測定は，管路系各点の圧力を半導体圧力変換器（図1中P）およびマノメータ（同図M）で，温度をI－C熱電対（同図T）で，空気流量を丸型ノズルで行った。また，圧力変換器の出力は，第1シリンダの上死点検出パルスを時刻の基準として，A－D変換器を用いて数値データとした。実験は，測定器の都合により，吸気側と排気側の測定を別々に行った。エンジン回転数は，1,000，1,500，2,000 rpmの3通りとし，排気側の実験では，コンプレッサの負荷最大点とサージ限界点の2点で測定した。

4. 数値計算

4.1 計算の仮定　吸排気管路系を一次元とみなし，サージタンクおよびシリンダを容積と考える。計算モデルに対する主な仮定は次の通りである。

(1) 排気タービンを含む流路内の空気の流れはすべて一次元流れとする。

(2) タービンノズル出口とロータ入口との間およびロータとケーシングとの間においては，空隙と漏れはないものとする。

(3) サージタンク，シリンダなどの容器内の状態は一様とする。

(4) 排気管合流部における各管端の圧力は等しい。

なお，排気側の計算は，第1～第3シリンダ側のみについて考慮した3気筒モデルの場合も行った。この3気筒モデルは，6気筒ディーゼル機関の第1～第3シリンダ側と第4～第6シリンダ側が対称かつ完全に独立しており，タービンに流入する流れが双方で等しく，さらに両者が合流する地点から下流は，実機に比べて半分の流路面積をもつタービンがついていると仮定したものである。

4.2 基礎式　流れを支配する方程式は，次のようになる。

質量保存の式：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+v\frac{\partial \rho}{\partial x}+\rho\frac{\partial v}{\partial x}=-\frac{\rho v}{F}\frac{dF}{dx} \tag{1}$$

運動量保存の式：

$$\frac{\partial v}{\partial t}+v\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}=f_b-f_f \tag{2}$$

エネルギー保存の式：

$$\frac{\partial p}{\partial t}+v\frac{\partial p}{\partial x}-a^2\left\{\frac{\partial \rho}{\partial t}+v\frac{\partial \rho}{\partial x}\right\}$$

$$=(\kappa-1)\rho(vf_f+q) \tag{3}$$

ここに，f_bは物体力で，タービンロータ内では遠心力のため，ロータ半径r，ロータ回転角速度ωを用いて，$f_b=r\omega^2(dr/dx)$，その他では，$f_b=0$となる。f_fは圧力損失項で，管摩擦のみで表すと，管直径d，管摩擦係数λを用いて，$f_f=(\lambda/d)\cdot(v^2/2)\cdot(v/|v|)$となる。qは外部からの流入熱量であるが，本計算においては，高温状態ではないので考慮しない。

式(1)～(3)より，Path line，Mach line I，Mach line II の3本の特性曲線の関係が，以下のように得られる[3]。

Path line：

$$\left.\begin{aligned}dx&=vdt\\dp-a^2d\rho&=(\kappa-1)\rho(vf_f+q)dt\end{aligned}\right\} \tag{4}$$

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/12/04.

Mach line Ⅰ：

$$\left.\begin{aligned} &dx=(v+a)\,dt \\ &dp+\rho a\,dv=\Big\{-\frac{\rho a^2 v}{F}\frac{dF}{dx} \\ &\quad+\rho a(f_b-f_f)+(\kappa-1)\rho \\ &\quad(vf_f+q)\Big\}\,dt \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

Mach line Ⅱ：

$$\left.\begin{aligned} &dx=(v-a)\,dt \\ &dp-\rho a\,dv=\Big\{-\frac{\rho a^2 v}{F}\frac{dF}{dx} \\ &\quad-\rho a(f_b-f_f)+(\kappa-1)\rho \\ &\quad(vf_f+q)\Big\}\,dt \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

管路内部では，これらの3本の特性曲線の関係を用い，時刻 $t=ta$ の状態から $t=ta+dt$ の状態が求まる。

4.3　境界条件　本計算モデルの吸排気管路系において，タービンスクロールおよびノズルを含む排気管合流部以外の境界条件は，既報[4]とほぼ同様であるので，排気管合流部についてのみ以下に記す。

4.3.1　排気管合流部の境界条件　排気管合流部においては，図3に示す6つの流れのパターンが考えられる。パターン(1)の流れの向きを正方向とすると，質量保存の式と等圧条件は合流，分流の場合で同じに考えられるので，境界条件は以下のようになる。

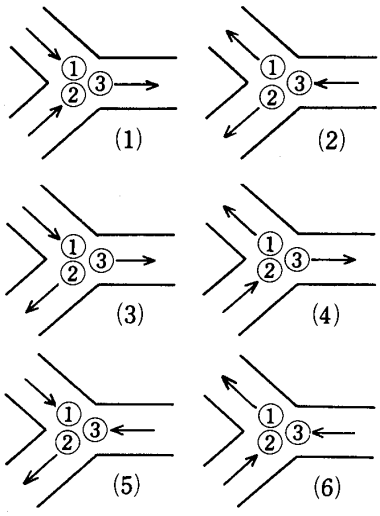


図3　流れのパターン

質量保存の式：

$$\rho_{①}v_{①}F_{①}+\rho_{②}v_{②}F_{②}=\rho_{③}v_{③}F_{③} \quad (7)$$

等圧条件の式：

$$p_{①}=p_{②}=p_{③} \quad (8)$$

エネルギー保存の式：

(a)　合流する場合（代表として，パターン(1)について考える）

$$\rho_{①}v_{①}F_{①}\Big\{\frac{\kappa}{\kappa-1}\frac{p_{①}}{\rho_{①}}+\frac{1}{2}v_{①}^2\Big\}$$
$$+\rho_{②}v_{②}F_{②}\Big\{\frac{\kappa}{\kappa-1}\frac{p_{②}}{\rho_{②}}+\frac{1}{2}v_{②}^2\Big\}$$
$$=\rho_{③}v_{③}F_{③}\Big\{\frac{\kappa}{\kappa-1}\frac{p_{③}}{\rho_{③}}+\frac{1}{2}v_{③}^2\Big\} \quad (9)$$

(b)　分流する場合（代表として，パターン(3)について考える）

$$\frac{\kappa}{\kappa-1}\frac{p_{①}}{\rho_{①}}+\frac{1}{2}v_{①}^2=\frac{\kappa}{\kappa-1}\frac{p_{②}}{\rho_{②}}$$
$$+\frac{1}{2}v_{②}^2=\frac{\kappa}{\kappa-1}\frac{p_{③}}{\rho_{③}}+\frac{1}{2}v_{③}^2 \quad (10)$$

また，図4に示すように，3方向のいずれかの流速が零に近いとき，計算が不安定となることがある。そこで，非常に遅い流速を零と置く補助パターンを考える。以上の計算を行うとき，流れのパターンと使用方程式との間に矛盾が生じないように，3方向の流速を常にチェックしている。

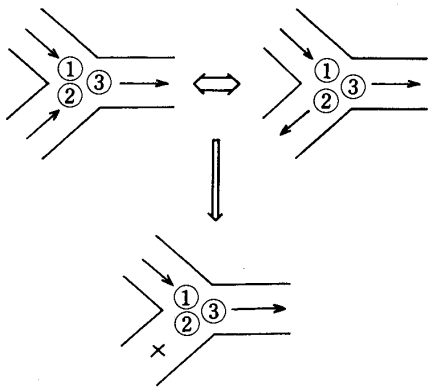


図4　流れのパターンのふらつき

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4.3.2 逆流損失　タービンスクロール内の合流部の流れを図5(a)(b)に示す。図5(a)に示すように，この合流部を等圧モデルのみで記述しようとすると，ノズル側とスクロール側の流れを等価に評価してしまい，不都合が生じる。例えば，スクロール1側から流れが流入する場合，90%以上の流れがスクロール2側のほうに流れてしまう。しかし，実際の流路形状は図5(b)のようになっており，スクロールからの流れがもう一方のスクロールへ逆流するような流れは，ほとんどありえない。そこで，次式の形で逆流損失を考慮し，流れに選択性を与えた。

$$\Delta p = \xi \frac{1}{2} \rho v^2 \tag{11}$$

ここに，ξは損失係数である。

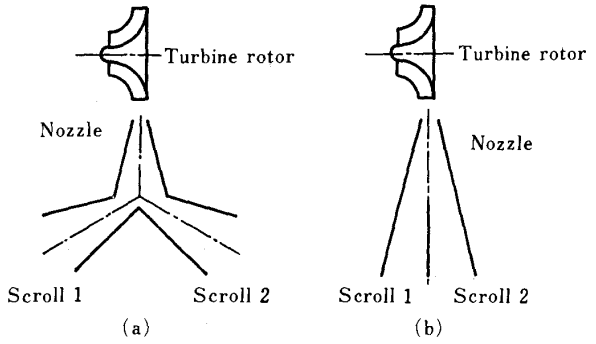


図5　タービンスクロール内合流部の流れ

4.4 計　算　吸気側の計算と排気側の計算は，次の仮定のもとに別々に行った。(1)タービンノズル流出角（α=24°）およびタービンロータ流出角（β=40°）は一定とし，(2)吸気側の計算においては，シリンダからの排気は平均排気圧の容器中へ放出し，排気側の計算では，シリンダ内への吸気は平均吸気圧の容器中から取り入れることとした。

計算に用いたシリンダ内圧力および温度の初期値は，次のように与えた。すなわち，吸気側サージタンク内の時間平均圧力および温度の実験値と同じ状態でシリンダ内に流入した空気が，シリンダ容積に応じて断熱変化すると考えた場合の排気弁開き始めにおけるシリンダ内圧力および温度とした。

計算は東大生産技術研究所のFACOM M-380Qで行い，計算時間（CPU時間）は，5周期分（クランク角，720°×5）の計算で，吸気側（6気筒，メッシュ分割数372）も排気側（6気筒，同303）も5～10分であった。

5. 結果および考察

代表として，エンジン回転数N_E＝1,990 rpm，タービン回転数N_T＝45,510 rpmの場合（ただし，吸気側の例はN_T＝36,260 rpm）について，実験および5周期目の計算結果を用いて考察を行う。

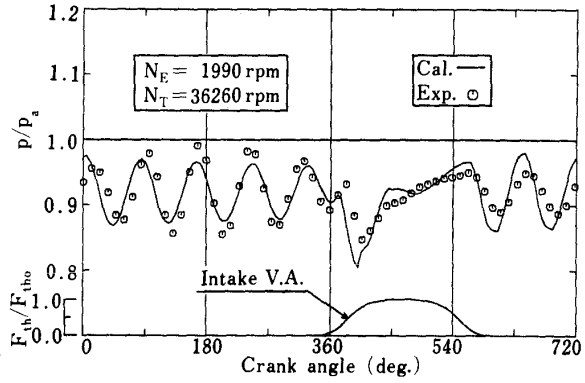


図6　吸気マニホルド内圧力波形

図6に吸気側実験および計算より求めた吸気マニホルド内の圧力波形を，図7～10に，排気側実験および計算より求めた第1シリンダ内圧力，排気管入口圧力，排気管合流部圧力，タービンスクロール入口およびタービンノズル出口圧力の波形を，大気圧との比の形で示す。図の横軸は機関のクランク角で，第1シリンダの膨張行程上死点を0°としている。また，いずれの図においても，記号が実験結果を，曲線が計算結果を示す。なお，各図の下部に，吸排気弁の最大スロート面積に対する開度を示している。また，図9のJunc. Aは第1シリンダと第2シリンダの排気管の合流部を，Junc. Bは上記合流管と第3シリンダの排気管との合流部を表す。図10のInlet 1は第1～第3シリンダ側のタービンスクロール入口を，Inlet 2は第4～第6シリンダ側の入口を意味する。

5.1 圧力波形および時間平均値　いずれの計算でも，変動圧力の波形と位相は実験結果とほぼ一致している。また，吸気側については，表1に吸気マニホルド内の時間平均圧力および質量流量の実験値と計算値を，排気側については，表2にタービンスクロール入口における時間平均圧力および質量流量の実験値と計算値を示す。吸気側の

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04

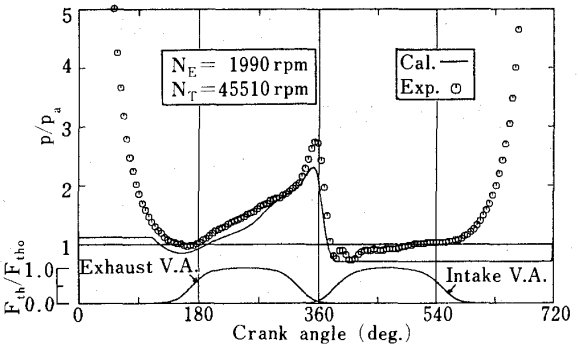


図7　第1シリンダ内圧力波形

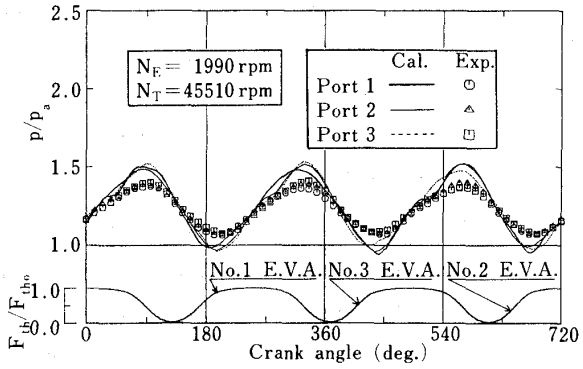


図8　排気管入口圧力波形

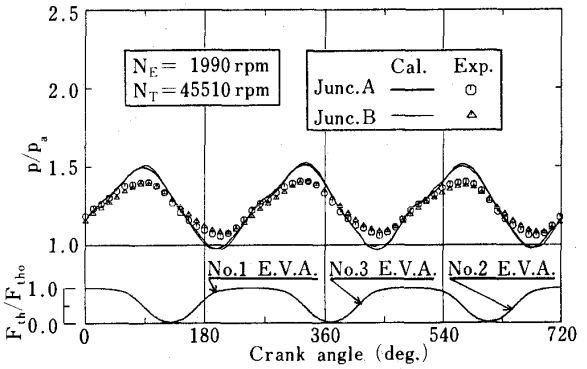


図9　排気管合流部圧力波形

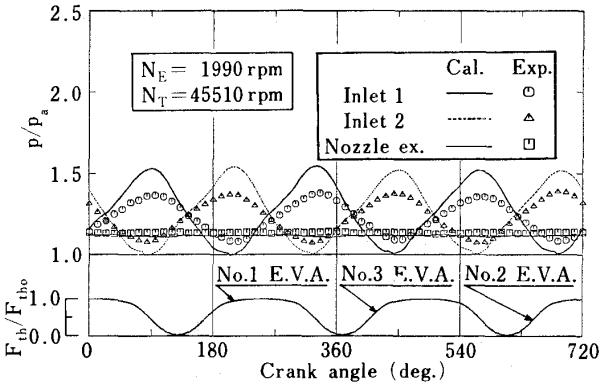


図10　タービンスクロール入口および
タービンノズル出口圧力波形

表1　吸気マニホルドにおける実験値と計算値の比較
(N_E=1,990 rpm, N_T=36,260 rpmの場合)

	実験値	計算値
時間平均圧力 (p/p_a)	0.921	0.917
質量流量 (kg/s)	0.0904	0.1041

表2　タービンスクロール入口における実験値と計算値の比較
(N_E=1,990 rpm, N_T=45,510 rpmの場合)

	実験値	計算値	
		6気筒モデル	3気筒モデル
時間平均圧力(p/p_a)	1.226	1.250	1.235
質量流量(kg/s)	0.0898	0.0956	0.0925

流量を除くと，実験値と計算値の相対誤差は数%である。他の実験条件に対してもほぼ同様の結果が得られており，本計算は，かなりの精度で吸排気管内の流れを予測できるものと言える。また，表2に対するタービン入口の時間平均圧力とタービン回転数を用い，定常流特性よりタービン流量を推定すると，p/p_a＝1.226，1.250，1.235に対し，質量流量$\dot{m}$(kg/s)＝0.112，0.123，0.116となり，約25%も多く見積ってしまう。

なお，本実験の吸気側配管は，6つのシリンダに空気が等しく流入するように設計してある。ここには数値を示さなかったが，吸気側の計算で6シリンダすべてを考えた場合と第1シリンダのみを考えた場合とを比較すると，圧力波形および単シリンダあたりの時間平均流量は，ほとんど同じであり，吸気側サージタンクの容量が十分大きいことが確認された。しかし，吸気側の流量が計算と実験とで大きく異なっている。これは吸気側計算モデルが実験条件と異なり，排気管内圧力を一定としたことによるものである。ただし，このことが本計算法の有効性を損なうものではない。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/

5.2　3気筒モデル　3気筒モデルの排気側計算の結果のうち，タービンスクロール入口およびタービンノズル出口圧力を図11に示す。3気筒モデルの計算時間は，6気筒モデルの計算時間の半分以下であった。図10と図11で，排気管内の圧力波形はほぼ一致しているが，3気筒モデルのタービンノズル出口圧力は実験値および6気筒モデルの計算結果と異なる。6気筒機関の排気タービン入口では，第1～第3シリンダからの排気圧力が低下する期間に，第4～第6シリンダからの排気圧力が到達する。しかし，3気筒モデルでは，この現象を考慮できないからである。従って，単に排気管内の流れを評価するには，計算時間も短い3気筒モデルが有利であるが，タービンノズル以後の流れも含めて解析するためには，6シリンダすべてを考えた計算が必要であることが明らかとなった。

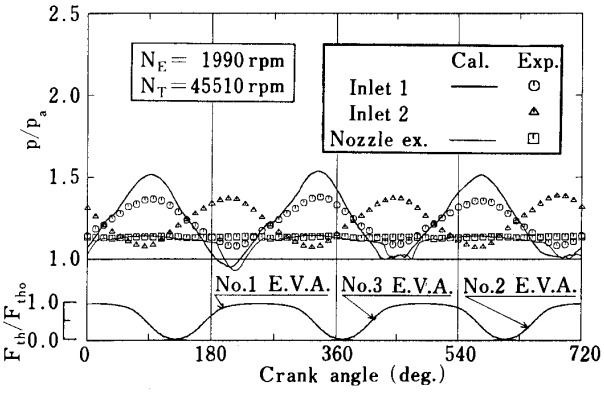


図11　タービンスクロール入口および
タービンノズル出口圧力波形
（3気筒モデル）

5.3　逆流損失　タービンスクロールおよびノズルを含む排気管合流部で逆流損失を考えなかった場合の計算結果を，図12（6気筒モデル）と図13（3気筒モデル）に示す。3気筒モデルの計算では，逆流損失を考えた場合（図11）と考えない場合（図13）でほとんど圧力波形に差がないのに対し，6気筒モデルの計算（図10と図12）では，圧力波形に大きな相違が見られる。このことは，逆流損失を考慮することが，排気マニホルド内の合流部ではほとんど影響せず，タービンスクロール合流部でのみ効果があることを示している。また，6気筒モデルで逆流損失を考えない場合に生じる高周波の圧力変動は，スクロール合流部においてタービンノズル側の流れが非常に遅くなり，その流速の正負が揺らぐため，流れのパターンがふらつく結果，計算が不安定になるためであるものと思われる。

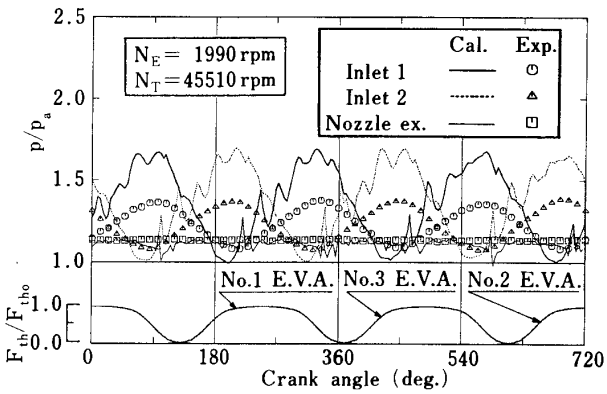


図12　逆流損失を考えない場合
（6気筒モデル）

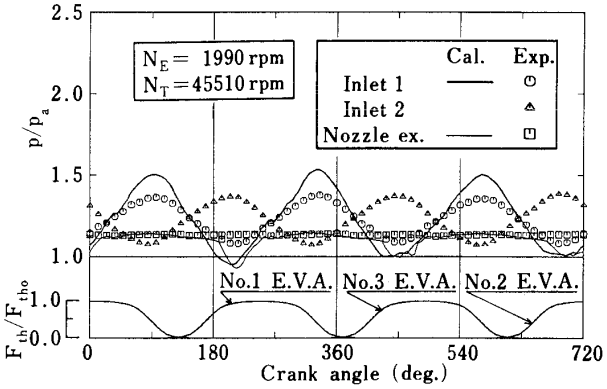


図13　逆流損失を考えない場合
（3気筒モデル）

5.4　実機の計算に向けて　実機の運転状態，すなわちファイアリング運転においては，シリンダ内圧力が今回の場合より上昇するため，流路系全体で逆流が発生しにくくなる。この結果，流れのパターンのふらつきが少なくなるので，計算はかえって安定になるものと思われる。また，分岐合流部を含む排気側の計算が成功したので，実機の吸気マニホルドをつけた場合の計算も，同様に考えた分岐モデルにより行うことができるものと考えられる。その結果，シリンダ，吸排気管およびターボ過給機を含む実機全体を考慮したシミュレーションも可能となる。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/24.

6. むすび

(1) 排気タービンを含む流路系を非定常一次元流れとし，排気管合流部を等圧モデルと仮定した計算モデルを用いても，流れのパターンによる計算条件の選択を確実に行えば，6シリンダすべてを考えた計算を行うことができる。そして，排気管およびタービン内の非定常流れを，かなりの精度で予測することが可能である。

(2) 第1～第3シリンダ側排気管内流れと，第4～第6シリンダ側排気管内流れが対称であるものとして，片側の排気管だけについて計算する3気筒モデルは，タービンノズル出口の圧力が実際の圧力波形とは異なるため，タービン特性の評価には使えない。しかし，計算時間が短く，排気マニホルド内の圧力は実験値と比較的良く一致しているので，排気管内の非定常流れの予測には有利である。

(3) 本研究の計算法を用いて，実際の運転状態におけるターボ過給ディーゼル機関の吸排気管内非定常流れの予測が可能である。従って，この計算法により，バルブタイミング，排気管長さ等の最適条件を求めることを通じて実機設計に役立つことができるものと考える。

最後に，種々データを提供して頂いた，いすゞ自動車㈱の秋葉機四郎，大谷正彦の両氏，および色々と検討して下さった都立科技大の田代伸一氏に，お礼申し上げます。

参考文献

(1) 例えば，長尾・嶋本，日本機械学会論文集，24－148（昭33－12），1019；浅沼・沢，日本機械学会論文集，25－156（昭34－8），834；渡部，ほか2名，日本機械学会論文集，26－162（昭35－2），362；福田，ほか3名，日本機械学会論文集，38－307（昭47－3），611；嶋本，ほか2名，日本機械学会論文集，52－480，B（昭61－8），3107.

(2) 例えば，Jenny, E., Brown Boveri Review, 37－11（1950－11），433；小泉，日本機械学会論文集，25－152（昭34－4），319；Benson, R. S. and Scrimshaw, K. H., P I Mech E, 180－3H（1965－66），74；Wallace, F. J., ほか2名，P I Mech E，184－1－10（1969－70），183；小菅，ほか3名，日本機械学会論文集，43－371（昭52－7），2635；森棟，ほか2名，日本機械学会論文集，47－421，B（昭56－9），1916.

(3) Shapiro A. H., The dynamics and Thermo－dynamics of Compressible Fluid flow, Volume Ⅱ, Ronald Press（1954）.

(4) 水町，ほか4名，日本機械学会論文集，44－388（昭53－12），4272；吉識，ほか3名，日本機械学会論文集，45－394，B（昭54－6），904.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

技術論文

ガスタービン燃焼器試験用ガス温度測定プローブの熱伝導とふく射誤差評価

航技研　田丸　卓
航技研　下平一雄
川崎重工　久山利之

In a combustor development for a gas turbine engine, temperature measurement at the exit of the combustor is always required. For this purpose, thermocouple rakes are often inserted in the narrow passages which are confined with relatively cool walls. It is supposed that the cool wall causes conductive as well as radiative error on the thermocouple indication. The error evaluation was made here for some practical thermocouple probes including newly designed one, which could cope with high temperature and humid environment, with less aerodynamic resistance. The experiments were conducted at 400, 600, 800 and 1000°C, in the supplied gas temperature, and the average air velocity ranged from 26 m/s to 126 m/s. The newly designed probe showed the best accuracy among the probes tested.

1. 緒　言

ガスタービン燃焼器を研究開発する際には種々のガス温度測定を行わねばならない。特に燃焼器出口におけるガス温度測定はタービン寿命を左右するガス温度のレベルと分布を知る目的を有するため，指示温度とその位置が正確であることが必要である。

一般に熱電対温度計の測定精度を向上させるための構造等に関して，多くの研究報告があり[1)~3)]最近の文献にもしばしばその概略が解説されている[4)~6)]。

一方，現実の温度計においては，使用装置の構造や使用条件によっては十分な計測精度とするために必要な形態が必ずしもとれない場合が多い。

特に最近のガスタービン燃焼器では設計点圧力や温度が高くなっていることから高温高圧条件に対処した開口部の少ない密閉された供試部内での計測が必要とされている。最近盛んに研究されている光学的温度測定などは透過窓を要し実際の場合に適用する上では困難な点が多い。従来の熱電対を用いた方法の場合でも多くは温度計挿入孔の径を大きくとりにくいなど，熱伝導，ふく射等に対する十分な設計的配慮を講ずることができない。

またガスタービン燃焼器出口ガス温度測定などにおいては半径方向温度分布を知りたいため，複数の温度計測点をもつ，いわゆるくし形温度計を用いる場合が多い。その計測点すべてが同等の誤差レベルを有するか否かは疑問である。特に高圧条件の燃焼器試験では，装置耐圧上の都合から，水冷ジャケット構造の壁面を通して熱電対を挿入する場合が多く[7)~9)]熱伝導およびふく射の影響が懸念される。このような対流，伝熱，ふく射が同時に影響を与える場における実用的熱電対温度計の誤差検討を行った例はみられない。

最近著者のひとりは高圧高温高湿度条件下でも劣化が少なく精度よく計測ができると考えられる白金シース熱電対を利用したくし形温度計を設計し用いている[9)]。これは直径20㎜の測定孔を設ければ容易に挿入できる作業性の高いものである。ここではこの温度計も含めこれまで実用してきた代表的くし形温度計などについてふく射と熱伝導が同時に影響を与える場で精度を確認する実験的研究を行い，設計構造，計測環境条件がいかに影響するかを明らかにする。

2. 供試温度計

供試温度計は一点測定用のもの（呼称S1R[10)]）

（昭和62年2月2日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/09/04

と図1に示す4点測定用のくし形温度計3本（E1K[8]，E6R[7]およびE7R[9]）である。各温度計の感温部の詳細寸法構造を図2に示す。これらのうちE7Rは新たに設計したもので1500℃程度の高温で使用できるよう先端部は白金製で高圧かつ高湿度雰囲気の場でも劣化が起きないよう外径1㎜の接地型シース熱電対を用いたものである。形状が図3に示すように白金薄板構造であるため，燃焼器出口に多数本配置しても流れに対する抵抗が比較的少なく，後流側から上流部火炎の観察にもあまり障害とならない構造となっている。

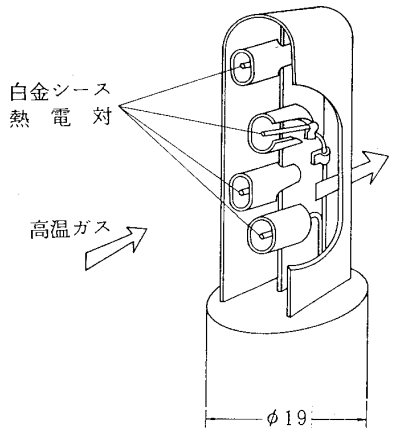


図3 熱電対E7Rの測温部構造

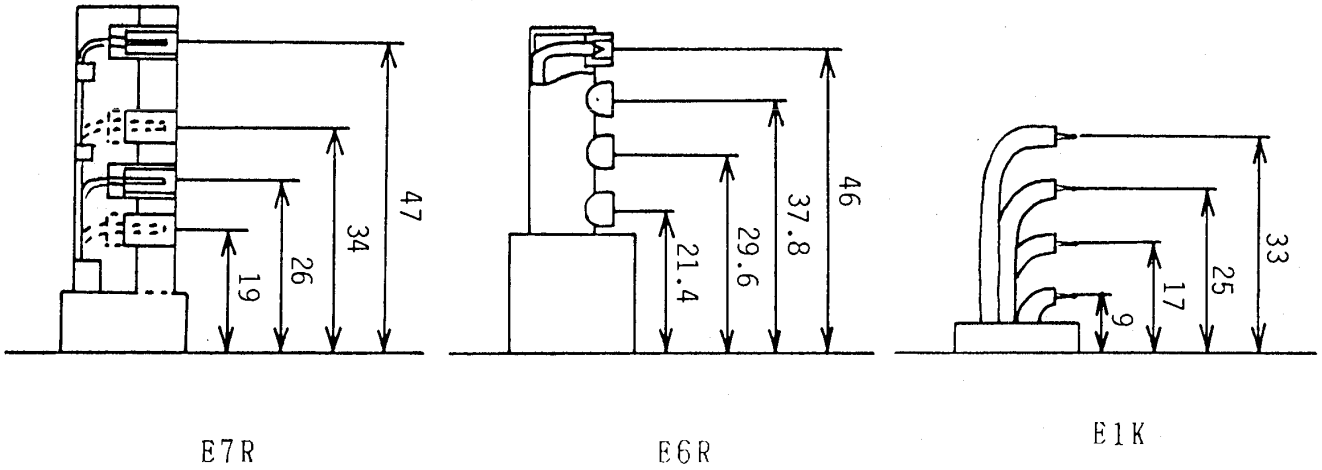


図1 供試ダクト内の熱電対位置

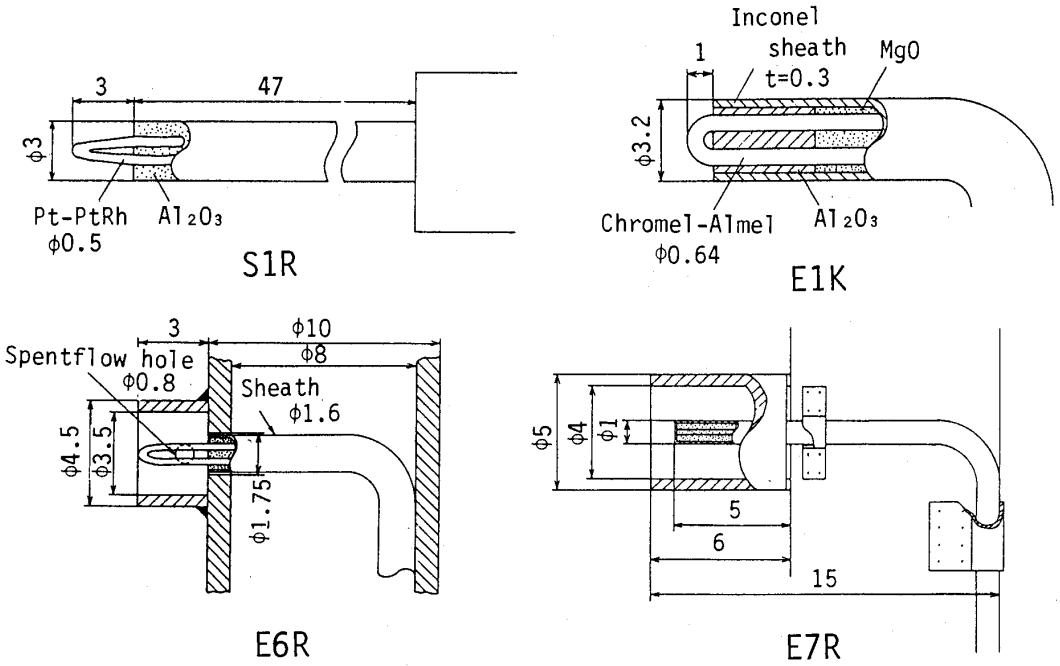


図2 熱電対温度計の先端部構造（単位㎜）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0

3. 試験装置と試験方法

試験装置の断面を図4に示す。図の右端に示す供試部に左端の天然ガスを燃料とする燃焼器により燃焼ガスを供給する。そのガス温度分布は燃焼器直後の混合部により均等化した。最終調整終了後の供試部入口で局所最高最低温度と平均との差は図5の赤外線映像装置による等温線の如く平均値から±3%以内であった。

燃焼ガスの供試部入口，出口温度は供試部入口，出口に設けた厚み50㎜のセラミックハニカム（210セル）の中央に挿入したシース外径1㎜のK型熱電対によって測定した値で代表させ，供試部の代表ガス温度 T_t はそれらの算術平均値を採用した。

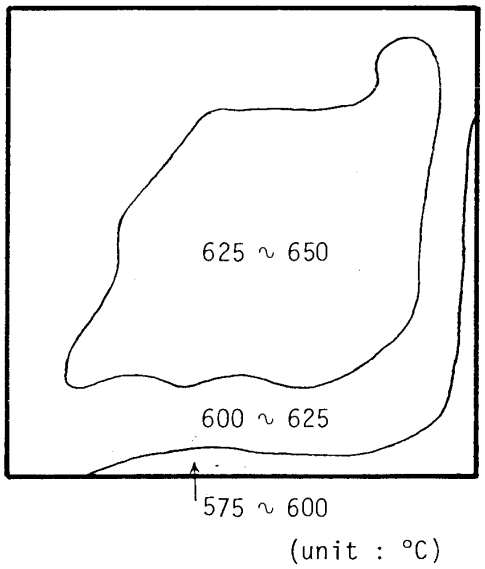


図5　最終調整時の供試部入口等温図
（$m_a = 0.1$ kg/s，$\phi = 0.02$）

供給した燃焼ガス温度 T_t は400，600，800および1000℃の4種，供給ガス量 m_a はダクト断面積あたりの質量流量にして，1.39，2.08，2.78および3.47 g/(cm²・s)の4段階とした。

4. 測定結果

得られた結果のうち，各くし形温度計の測定ダクト中心に位置する熱電対のみを比較した例を図6と7に示す。

図6は被測定ガス温度 T_t が高い程，熱電対指示値 T_j との差が大きくなることを示している。被測定ガス温度が一定の図7の場合には流速 U_t が大きくなるに従って $T_t - T_j$ の値が減少することを示している。$T_t - T_j$ の大きい順でいえば，E1K＞E6R＞S1R＞E7Rとなっている。側壁を水冷しないものは $T_t - T_j$ の値が30～40%少ない。これらの測定結果を一般化する試みを以下に示す。

なお以下の検討で用いる供試部内面の壁温 T_w はジャケット内の水温を一定（80℃）としダクト内ガス流のレイノルズ数に応じた熱伝達率などから推算した値である。この計算の概略は末尾付録に示す。

5. 誤差の検討

今回の実験条件では被測定ガスのせき止めによる温度回復は回復係数を0.86とすると風速150 m/sでも2℃以下なのでほとんど無視できる。したがって熱電対感温部へ影響する誤差原因は主と

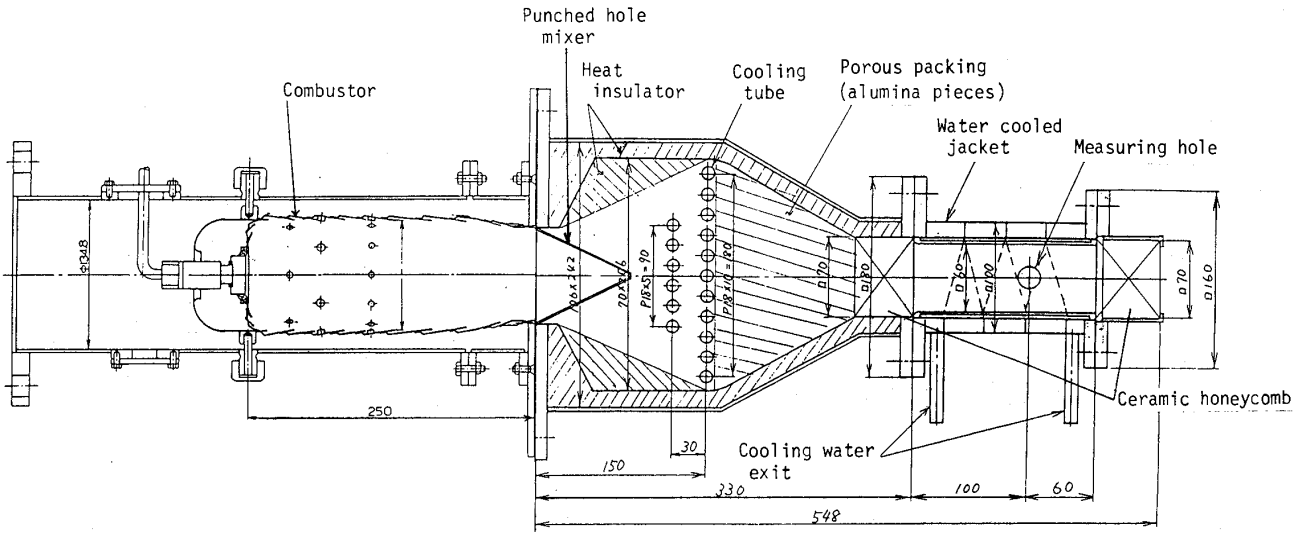


図4　熱電対温度計試験装置断面

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04

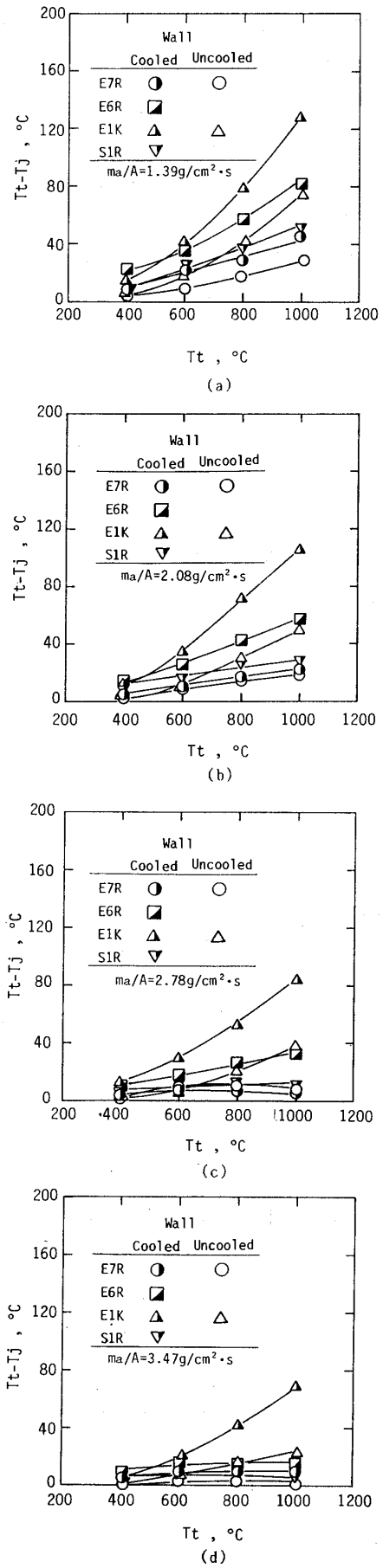


図6　ガス質量流量一定の場合の主流温度に対する指示温度の差

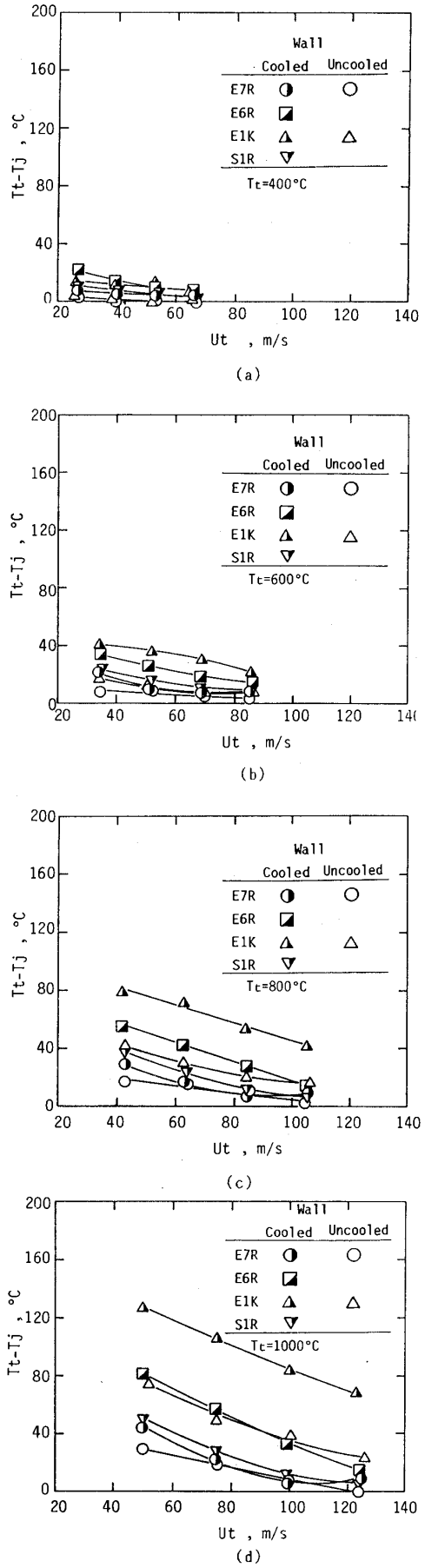


図7　ガス主流温度が一定の場合の主流風速変化に対する指示温度差

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/

して熱伝導とふく射による損失と考えられる。それらの伝熱量をそれぞれ Q_K と Q_R とすると，

$$Q_C - Q_K - Q_R = 0 \qquad (1)$$

ここで Q_C は対流による加熱々量である。

簡単のため熱電対 S1R を温度 T_w の壁から垂直の x 方向に L の長さだけ突き出ている断面積 A_d，熱伝導率 k_d の棒と考える。この棒は熱伝導率 k_1 の良好な半径 r_1 の円柱と熱伝導率 k_2 の比較的小さい外半径 r_2 の円筒からなる同心複合体であるものとする。

熱電対軸方向の温度に関する基礎方程式はフィンなどの熱放散を考えるときに用いられるものと同様，次のようにかける[4),5)]。

$$\frac{d^2 T_1}{dx^2} - \frac{T_1 - T_t}{k_d A_d R} = 0 \qquad (2)$$

ここで $R = 1/(2\pi h_c) + 1n(r_2/r_1)/(2\pi k_2)$，$h_c$ は熱伝達率で，$k_d A_d = k_1 A_1 + k_2 A_2$ である。

ここで壁側の境界条件は「① $x = 0$ で $T_1 = T_w$」とするが，先端部の境界条件は通常行われるような「$dT/dx = 0$」や「対流熱流束に等しい」[4)] とするのではなく「② 先端部での伝導熱流束はそこの対流加熱とふく射熱伝達損失の差に等しい」として解く。

$x = L$ での T_1 すなわち T_j を求めると，

$$T_t - T_j = \frac{1 + \tanh(mL)}{1 - \dfrac{h_c}{mk_d}\tanh(mL)}$$

$$\left(\frac{T_t - T_w}{e^{mL}}\right) + \frac{(Q_R/A_d)\tanh(mL)}{mk_d - h_c \tanh(mL)} \qquad (3)$$

ここで $m = 1/\sqrt{k_d A_d R}$ である。式(3)の右辺第1項は主として熱伝導，第2項はふく射による損失を示していると考えられるのでそれぞれの温度測定誤差への寄与を分けて

$$T_t - T_j = \Delta T_K + \Delta T_R$$

とする。一例として S1R の実測値 $T_t = 796$ ℃ $T_w = 106$ ℃のときを計算してみる。S1R の場合，$L = 33$ mm，素線相当直径 $d_1 = \sqrt{2} \times 0.5$ mm $= 0.707$ mm，$d_2 = 3$ mm，$k_1 = 85.4\,W/(mK)$，$k_2 = 2.91\,W/(mK)$ であり，熱伝達率 h_c は $N_u = 0.44\sqrt{Re_d}$ より求めた。その結果は $\Delta T_K = 0.93$ ℃となる。実測の T_j の値は 789 ℃なので残りの誤差 6 ℃は式(3)の第2項によるものと考えると，

$$\frac{(Q_R/A_d)\tanh(mL)}{mk_d - h_c \tanh(mL)} = 6$$

これによりふく射熱流束の大きさは，

$$Q_R/A_d = 8.42\ \mathrm{kW/m^2} \qquad (4)$$

となる。

なお，ここでは ΔT_K は小さい値であるが，シースや支持構造が白金材の場合には式(3)第1項の熱伝導の影響が非常に大きくなることがこの式からわかる。

ここで以上とは全く別に供試部を図8のような面積要素に区分して互いのふく射授受を計算してみる。k 番目の面積要素から出てゆく正味熱量 Q_K を j から N までの要素面に適用すると，

$$\Sigma\left(\frac{\delta_{kj}}{\varepsilon_j} - F_{k-j}\frac{1-\varepsilon_j}{\varepsilon_j}\right)\frac{Q_j}{A_j}$$

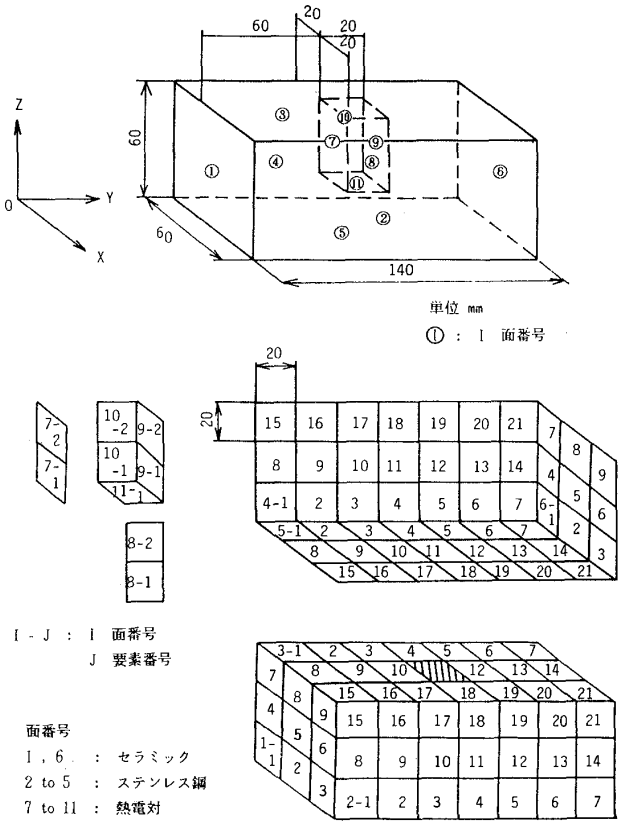


図8　供試部ふく射要素モデル

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/05

$$= \Sigma (\delta_{kj} - F_{k-j}) \sigma T_j^4 \qquad (5)$$

ここで，δ_{kj} は Kronecker のデルタであり，F_{k-j} は要素面 k からみた要素面 j の形態係数である。また ε_j は要素 j の表面ふく射率，σ はステファンホルツマン係数である。これで要素 A_j の T_j と ε_j が与えられれば Q_j が計算できる[11]。供試部前後のセラミックハニカム，ステンレス板の壁面および熱電対の表面ふく射率 ε_j をそれぞれ，0.8，0.85[11] および0.2[11] としてこのN元連立方程式を Gauss-Seidel 法により解いた。

S1R の実験値 T_t = 796℃，T_w = 106℃，T_j = 789℃ の場合について各要素の熱流束を求めてみると図9のようになる。同図の横軸には供試部長さ方向に相等するエレメント番号を示している。F と E はそれぞれ供試部入口と出口に設けたセラミックハニカム面を示している。この図によるとプローブの先端に相当する面（図8の11－1面）から13.5 kW/m²の熱流束が失われ，その対面の壁面要素（図8の5－11面）は，隣接要素とくらべ10.6 kW/m²多い熱流束を吸収している。これはプローブへの影響がごく近隣の要素に限られることを示している。またこれらの値は(4)と同等のオーダーにあり，要素サイズをもう少し細かくし，表面ふく射率などの値を厳密に与えることができればより近い値が得られるものと思われる。

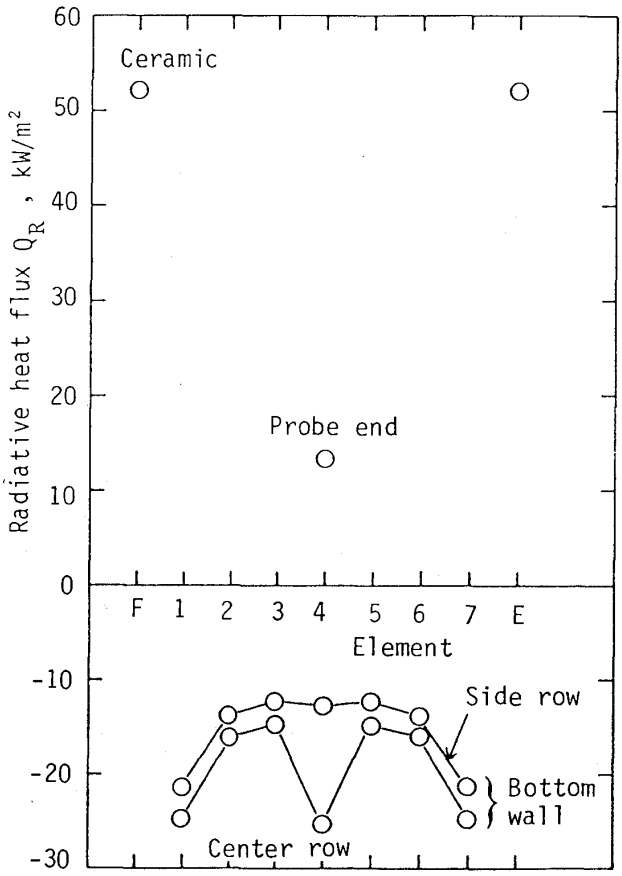


図9　各主要要素面からのふく射伝熱熱流束

なお，供試部前後のセラミックハニカムからのふく射熱流束は非常に大きいがそのふく射率を0.8から0.6および1.0へと変化させてみたが，熱電対相当部（図8の7－1面）での熱流束の変化はほとんど見られなかった。

6. くし形温度計の評価

式(3)より，温度比 $(T_t - T_j)/(T_t - T_w)$ は，第1項に表れる実験条件の影響を示している。第2項も $T_t - T_j$ が $T_t - T_w$ とくらべ大きくない範囲については，式(3)第2項に $Q_R = F_R A_R \sigma \varepsilon (T_t^4 - T_w^4)$ を代入すると

$$\frac{\Delta T_R}{T_t - T_w} = T_j^3 \frac{T_j - T_w}{T_t - T_w} \left(1 + \frac{T_w}{T_j} \right) \times \left\{ 1 + \left(\frac{T_w}{T_j} \right)^2 \right\} F_R \sigma \varepsilon \left(\frac{A_R}{A_d} \right) \times \frac{\tanh(mL)}{m k_d - h_c \tanh(mL)}$$

ここで T_w は水温に近い値として上限があるため T_t の高い条件では $T_t - T_w$ に比較し T_j は T_t に極めて近い値とみなされる。そこで上式は近似的に，

$$\frac{\Delta T_R}{T_t - T_w} = T_t^3 \left(1 + \frac{T_w}{T_t} \right) \times \left\{ 1 + \left(\frac{T_w}{T_t} \right)^2 \right\} F_R \sigma \varepsilon \left(\frac{A_R}{A_d} \right) \times \frac{\tanh(mL)}{m k_d - h_c \tanh(mL)} \qquad (6)$$

となり，右辺は T_t の影響が大きいことがわかる。ここで F_R は影響する要素同士のふく射形状係数，A_R はふく射に関係する温度計表面積である。

式(3)において h_c などの影響をみるため，横軸に Re_d $(= U_t d/\nu)$，たて軸に $\theta = (T_t - T_j)/(T_t - T_w)$ をとって温度計の相互比較を行ってみると図10のようになる。ここで d は熱電対素

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

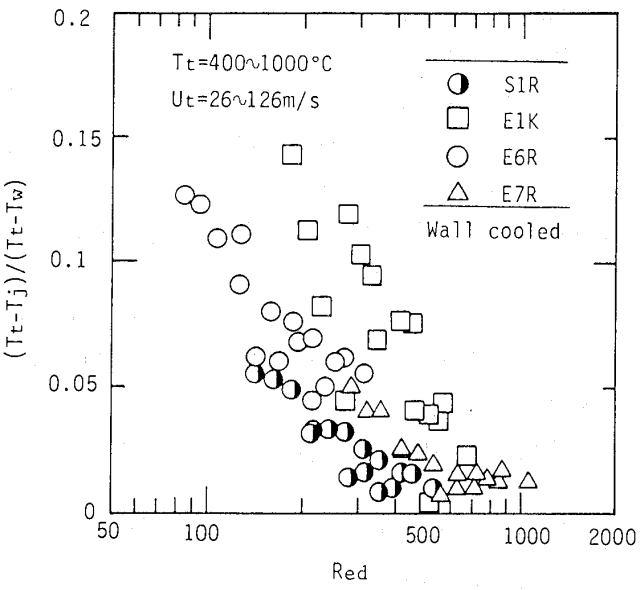


図10 R_{ed} に対する各温度計の指示値

線直径（E7R ではシース外径）である。この図中の熱電対はいづれもダクト中心付近に位置するものである。図10によるといづれの温度計も Re_d が減少するほど誤差が増大する傾向を示している。また，T_t の違いによって点のばらついている温度計 S1R や E1K はふく射による誤差，すなわち(6)式が大きく影響していると判断される。

くし形温度計の他の熱電対の場合も同様に無次元数 θ で Re_d に対する影響をみてみると図11のようである。同図でBは供試部ダクト幅であり，壁から各熱電対までの位置 y_i の違いにより指示値を区別している。全体としては図10同様供試気流温度や風速条件の違いにかかわらず各温度計はそれぞれ Re_d に関係した類似の傾向を示している。しかし壁面に近い熱電対ほど大きな誤差を示している。

位置 y_i の違いにより指示値を区別している。全体としては図10同様供試気流温度や風速条件の違いにかかわらず各温度計はそれぞれ Re_d に関係した類似の傾向を示している。しかし壁面に近い熱電対ほど大きな誤差を示している。

ここで壁面への距離をパラメータに同一 Re_d の条件で各温度計の θ を比較したものを図12に示す。$y_i/B<0.2$ となると θ の値が著しい増加を示しているが，これは熱電対が支持軸の近くに有るため熱伝導の影響を大きく受けていることと，冷却壁面近傍では主流自体が境界層付近で図5に

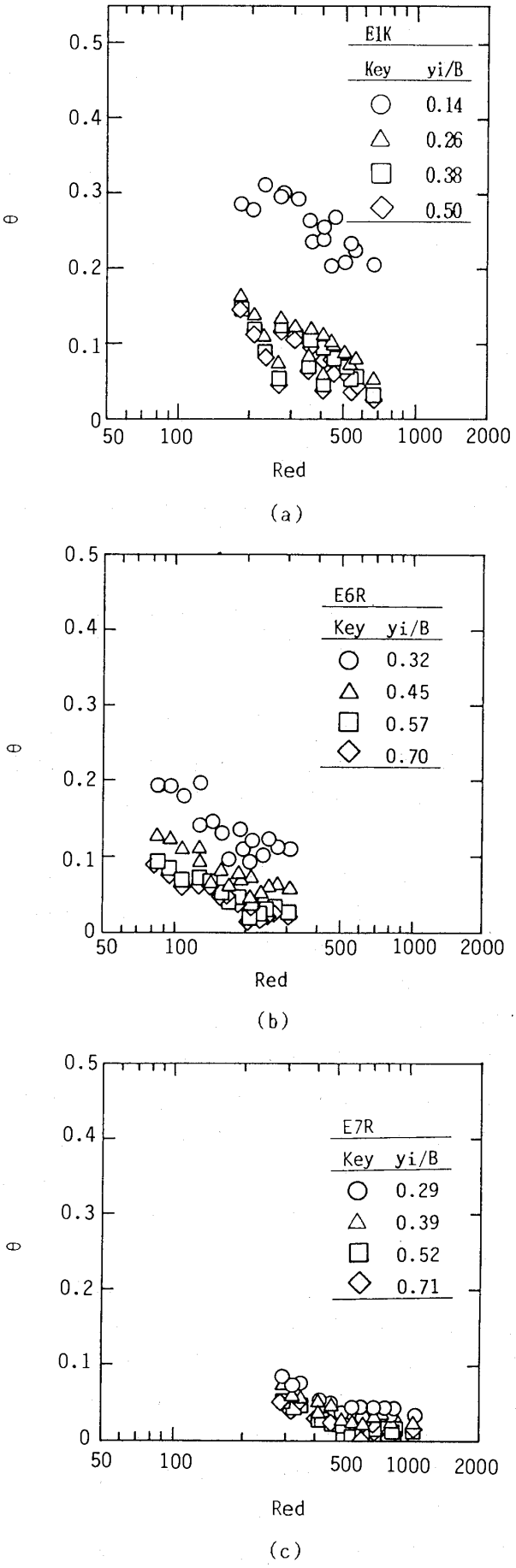


図11 各温度計感温部位置と無次元誤差 θ の値

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0 04.

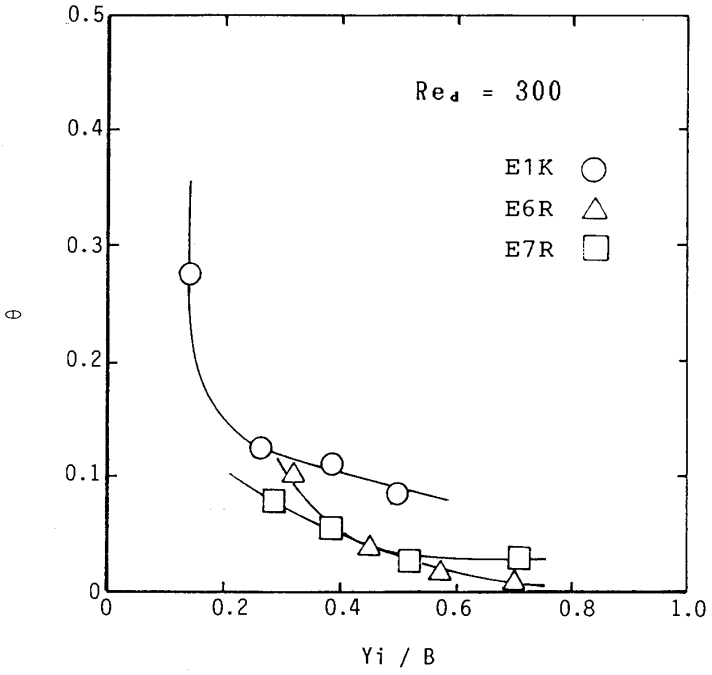


図12 温度計感温部の壁面からの位置と無次元温度差θ

示す以上に大きな温度勾配をもってしまうため，その影響がでていると考えられる。後者については冷却壁面の影響をみようとする本実験の性質上避け難い結果である。

全体としてE1KとE6Rにくらべて E7Rは各熱電対の取付け位置に比較的影響されずきわめて小さな誤差となっていることがわかる。

7. まとめ

ガスタービン燃焼器の研究・開発に使用している3種のくし形多点計測熱電対温度計について対流，ふく射および伝導の影響を同時に受ける場合の誤差評価を行った。そのうちの1本は高温高湿度条件でも劣化が少ない接地型シース熱電対を用いた新設計のものである。その結果，次のことが明らかとなった。

(1) 実用くし形温度計におよぼす壁面温度の影響を定量的に判断できるパラメータを求めることができた。すなわち伝導とふく射の影響は素線径又はシース径を基準としたガス流のレイノルズ数 Re_d に対する無次元温度θで整理判断出来る。ふく射損失が大きければ主流温度を変化させたときθの値が大きく変化する。

(2) 狭い通路内のガス温度を測定する時ふく射の影響は熱電対のごく近傍の冷却壁面によるものが支配的で，通路上流または下流側の離れた場所の高温部等はほとんど影響を与えない。

(3) 一般に被測定主流の Re_d が大きいほど計測精度は向上する。その誤差は熱電対温度計の設計形状に大きく依存する。白金製多点くし型温度計の場合には白金の熱伝導率が大きいので設計上熱伝導の影響を十分注意する必要がある。

(4) 今回試験したくし形温度計のうち白金シース熱電対と板金構造支持体で構成したE7Rが最も良好な結果を示した。この設計構造は実用上比較的優れた測定精度を確保することができる。しかしこの場合でもガス温度1000℃で20℃以下の精度を得るためには $Re_d > 500$ の条件を確保しなければならない。

本研究は通産省工技院による省エネルギプロジェクト，高効率ガスタービンの開発研究の一環として行ったものである。ふく射の計算に際しては研修生小野圭介君（当時，東海大）の助力を得た。ここに謝意を表す。

参考文献

1) King, W. J.; Trans ASME (1943) pp. 421−431.
2) Moffat, R. J.; Temperature, Vol. Ⅲ, A. I. Dahled. Reinhold, N. Y., pp. 553 − 571.
3) Glow, G. E., Simmons, F. S. and Stickney, T. M.; NACA TN 3766, (1956/10) pp. 1−25.
4) Sparrow, E. M.; Measurements in Heat Transfer, E. R. G. Eckert & R. J. Goldstein, ed., Hemisphere, 2nd ed., (1976) pp. 1 − 23.
5) 八田，浅沼，松木編；内燃機関ハンドブック，朝倉書店（1979） pp. 105 − 116.
6) 日本機械学会基準「エンジンの温度測定」日本機械学会，（1986/4）
7) 田丸，ほか6名；航空宇宙技術研究所資料 TM−365 (1978/9) pp. 1 − 44.
8) 田丸，ほか8名；航空宇宙技術研究所資料 TM−385 (1979/6) pp. 1 − 76.
9) 田丸，ほか6名；日本ガスタービン学会誌 11−42, (1983) pp. 37 − 45.
10) 田丸，山田；航空宇宙技術研究所報告 TR−906 (1986/5) pp. 1 − 45.
11) Siegel, R. and Howell, J. P.; Thermal Radiation Heat Transfer, McGraw-Hill (1972).
12) 日本機械学会；伝熱工学資料，改3 (1975).

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

付　録

温度 T_t の加熱気流に接する水冷壁の表面温度 T_w を推算する。水冷壁は厚み2㎜のSUS304板であるが加熱気流温度と冷却水の温度差に比べその温度勾配は無視できるものとした。またジャケットを通った水は出口において沸騰しない程度の水量としたため平均水温 T_f は80℃と仮定した。壁の気流側および水側の熱伝達率を，それぞれ h_a，h_f とすると，定常状態では，

$$h_a(T_t - T_w) = h_f(T_w - T_f)$$

これより，

$$T_w = \left(T_t + \frac{h_f}{h_a}T_f\right) \Big/ \left(1 + \frac{h_f}{h_a}\right) \qquad (1)$$

熱伝達率は文献[12]より

$$N_u = \frac{h\,d}{\lambda} = 0.023\,R_e^{0.8}P_r^{0.4} \qquad (2)$$

上式で d は通路直径，または代表長さであるが，この場合気流および水の通路の相当直径をそれぞれ d_a および d_f とすると供試実験装置では

$$\pi\,d_a^2/4 = 66^2$$
$$\pi\,d_f^2/4 = 34 \times 14$$

より，

$$d_a = 74.5\text{㎜},\quad d_f = 24.6\text{㎜}$$

である。

したがって，(2)より

$$\frac{h_f}{h_a} = \frac{(R_e^{0.8}P_r^{0.4})_f\,\lambda_f/d_f}{(R_e^{0.8}P_r^{0.4})_a\,\lambda_a/d_a}$$

添字 f と a はそれぞれ冷却水と気流での値を示し R_e はそれぞれの通路内の流量と上記の担当直径によって計算した。これを式(1)に代入し水冷壁表面温度 T_w を推算した。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

研究だより

東京電力　技術研究所

東京電力㈱　大　越　昭　男

1.　沿革及び技術開発推進体制

当社の組織的な技術研究開発は，昭和34年の電力・配電・火力・土木の４研究室から成る技術研究所の発足に始まる。昭和40年には原子力研究所が生まれ，技術研究所も系統研究室の新設や移転などの後，昭和45年からは技術開発研究所に改組され，それぞれ大規模プロジェクト開発や保守・運用技術の研究に取組んできた。

昭和60年７月，21世紀に向けての電力の技術革新に積極的に取組むため，従来の２研究所を統合し，新たに技術研究所，開発研究所及び原子力研究所を配した技術開発本部を設置し，技術開発推進体制を強化・再編した。

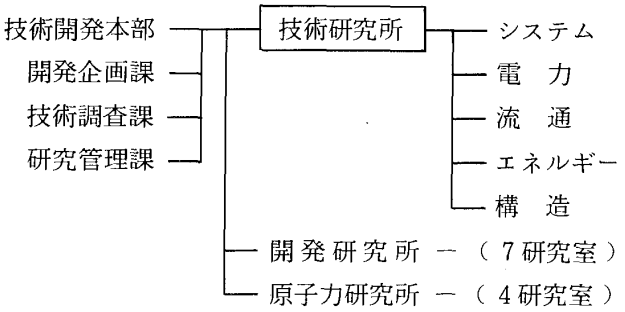


図１　技術開発本部組織

技術開発本部の組織は図－１の通りである。技術研究所の５研究室の他は，開発研究所に総合自動化，情報制御，燃料電池，石炭ガス化，電子伝送，需要開発及び大容量送電の７研究室が，原子力研究所に軽水炉，新型炉，原子燃料サイクル及び耐震の４研究室があり，現在，技術開発本部の総勢は320名である。

2.　技術研究所の研究活動

技術研究所の研究分野は，未来エネルギーや，エネルギー供給の効率化・需要開発，送・配電の都市化・情報化対応など，長期的視野に立った技術開発や基礎研究にある。開発研究所が燃料電池，石炭のガス化といった比較的短期（５～10年）間の実用化を目指した大規模プロジェクト開発を推進するのに対し，これを基礎面からバックアップしたり，エネルギーに関する先見的研究が技術研究所の役割と云える。

当社の研究所は製造業の研究所とは異なり，自社で直接製品化するケースが少ないため，従来は実験を他社に委託する場合が多かった。しかし先端技術，基礎的技術に取組むには，自から実験を手掛ける必要があるとの観点から，今，各研究室では実験設備の拡充や人材育生を急テンポで進めている。現在，技術研究所の研究員は108名である。以下，各研究室の研究内容の一端を紹介する。

○システム研究室　　サイリスタ制御電圧安定化装置，テレメータ情報による事故設備判定手法，技術情報データベースシステム，エキスパートシステムを用いた送・変電設備の設計・設備診断支援技術などの研究開発を進めている。

○電力研究室　　電力消費の昼夜間アンバランスに対応するため，ナトリウム硫黄電池を用いた電力貯蔵システムの基礎研究は単セル評価から，モジュール評価に進もうとしている。NEDOからの受託研究である「大型風力発電システム開発」（100kw級パイロットプラント，於三宅島）は本年度解体撤去し終了の予定である。他，避雷碍子の開発などを進めている。

○流通研究室　　配電線の無停電化，省力化，作業安全を目指した配電用ロボットの開発や地中ケーブル接続作業の機械化，故障点検出の迅速化・感度向上などの研究を進めている。

○エネルギー研究室　　石炭ガス化複合発電の高効率化を狙いとしたセラミックガスタービンの開発，火力機器寿命診断技術，溶融炭酸塩型及び固体電解質型燃料電池の３主要テーマの他，高濃度石炭水スラリー，ガスタービン用触媒燃焼器などの研究を進めている。

（昭和62年４月27日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0

○構造研究室　送・配電用管路のコストダウン・省力化（長距離，曲線施工）を目指した，小口径管路トンネル工法のロボット化や超高圧ジェットボーリング，発電所温排水の有効利用，耐震設計技術，地熱エネルギーに関する研究を進めている。

3. ガスタービン技術開発

従来，ガスタービンは非常電源用とし一部の発電所に設置されていたが，複合発電の経済性が認められて，当社でも富津火力1号系列（7軸－1000MW）で初めて本格的な戦列入りを果した。

既設備に対する技術的課題（一層の低NO_x化・高効率化，保守・運用技術）についてはライン部門で対応しているが，将来の石炭ガス化・高温高効率化・低NO_x化に対応する新技術開発については，技術研究所のエネルギー研究室が取組んでいる。（第13回定期講演会で発表）。以下その後のセラミックガスタービン研究開発の概況を報告する。

石炭ガス化複合発電の経済性をより一層高めるため，ガスタービンの高温化と冷却空気の低減を目指し，59年度からガスタービンへのセラミックスの適用研究を行なってきた。現在は当面の開発目標としている1300℃，20MW級セラミックガスタービンの燃焼器，静翼，動翼の各要素毎に，タービンメーカーとの共同研究を行なっている。

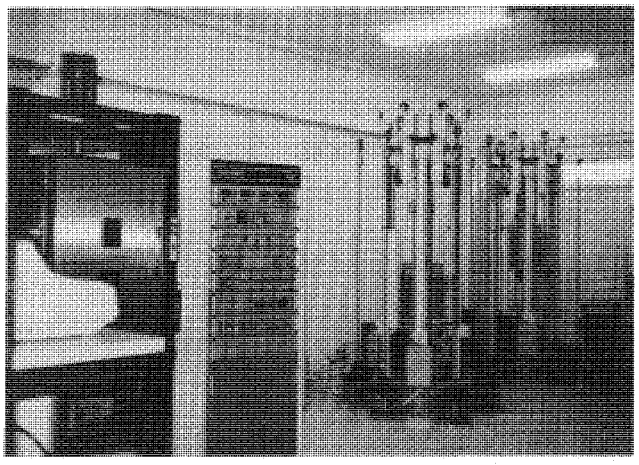


写真1　セラミックス材料試験機

(1) 燃焼器　タイル型，リング型の二方式を開発中であり，材料はSiCとしている。設計評価（温度分布，応力，破壊確率等），製造性の検証を経て，モデル部品の熱及び機械衝撃試験を行ない，ほぼ満足する結果を得ている。今後は燃焼器として1300℃・大気圧下での燃焼試験，次いで実温・実圧下での試験を行なう予定であるが，課題は熱疲労や機械的振動，衝撃に対する耐久性の検証にあると考えている。

(2) 静翼　第1段静翼はSiC，第2段はSi_3N_4を用い，金属との複合構造のモデル翼を試作し，機械的強度試験（ガス曲げ力の約2倍）及び実温・大気圧下での熱負荷・熱サイクル試験を行ない問題ないことを確認した。しかし設計評価結果では，燃料遮断時の熱応力がかなり厳しいものとなっており，今後は中・実圧下での実温熱衝撃試験を行ない，設計評価結果との対比・検証を行なう一方，更に高強度，高靱性材の探索，CVDによる表面改質など材料面での改良と設計・製作面での熱応力低減対策が必要である。

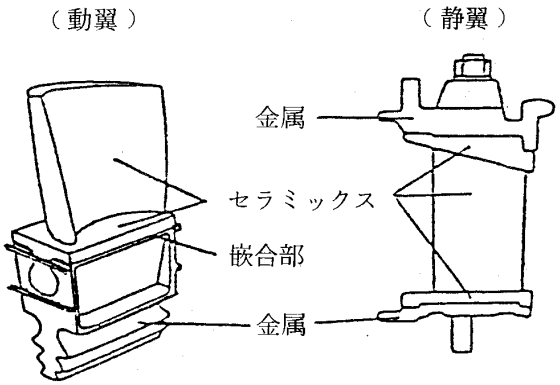


図2　セラミック動・静翼の構造

(3) 動翼　寸法，形状の制約から一体成形型としたため，機械的・熱的強度の他に金属部との嵌合構造が，重要な課題となっている。接触部の荷重分散のための緩衝機能はもとより，断熱・冷却機能を保ちながら大きな遠心応力，曲げ応力に耐える必要がある。現在は定格荷重に耐えるところまできているが，更に耐荷重能力及び耐久性を向上させる必要がある。尚，動翼については，開発の可能性が比較的高いセラミックコーティング翼の研究開発も同時に行なっている。試験片レベルでの遮熱効果試験，耐久性評価試験では好結果を得ており，今後は実翼への施工と評価試験を行なう予定である。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0

見聞記

セラミックガスタービン車を尋ねて

出光興産株式会社　渡　辺　　潔

㋭幻の未来の自動車

21世紀の輸送用液体燃料はどうなるだろうか？省エネや効率化が急速に進む未来社会の中での自動車や航空機の姿を夢想することは難しく，従ってこの問に答えることも難しい。

昨年６月，石油産業活性化センターなるものが発足し，早速欧米における先端技術の調査を行うことになった。７つ程の調査項目の一つに上の問題がとりあげられた。たまたま著者が一昨年行われた「セラミックガスタービン（ＣＧＴと略）の将来性に関する調査委員会」の燃料側委員を委嘱されていた時，ベンツでＣＧＴの試作車が走行試験をやっていると言う話を遠い話として聞いていたのを思い出し，急拠，トヨタの研究所の方に紹介して頂き，昨年10月１日，西独のダイムラー・ベンツの本社を訪ねるということになったのである。

われわれの泊ったシュツットガルトのツェッペリンホテルの向い側の建物の上には，おなじみの丸に三本星のマークが輝き，われわれの来訪を歓迎してくれていた。ベンツの本社はホテルから車で15分，美しい黄葉に彩られた並木道のメルセデス通りにある。厳重なチェックをうけ，荷物用じゃないのかと思われる巾広いエレベーターにのり調査研究部長のTiefenbacher氏の執務室に通された。

氏は研究開発の中でも10～20年かかる①自動車ガスタービン，②ターボチャージャー，③冷却用ラジエター，④空力的研究，⑤自動車用新素材，などを担当され，このＣＧＴ車については今もテストを手がけておられ，直接，現在の状況と将来の予想を伺うことができたのは幸いであった。

㋭躍進つづけるダイムラー・ベンツの概況

86年はベンツの創立者の一人，カール・ベンツが自動車の製造特許を得て100年目に当たる年である。そして85年２月，自動車，航空機エンジンのメーカーＭＴＵを買収，同年５月，航空・宇宙機器メーカーのドルニエ，86年２月には西独第二位の総合電機メーカーのＡＦＧを傘下におさめ，シーメンス，ＶＷなどを抜いて，遂に86年の売上高，利益額で西独のトップに立った記念すべき年でもあった。ベンツの三本星のマークは空と陸と海を制することを念じて作られたと聞いたが，まさに西独を制したと言えそうである。

売上高は着実に増加を続け，この10年でおよそ３倍，85年は約４兆円で，その３分の２は国外からの収入によっている。純利益としては約1,200億円をあげている。

従業員は85年で161,500名，研究開発には10,400名が従事し，年間1,100億円の予算をかけている。

自動車の生産台数は思ったより少く，85年で55万台，86年には59万台に達する見込みとのことであった。

㋭ベンツのＣＧＴ車のテスト状況

走行テストを行なっている試作車は図－１の透視図で示される様な外観で，運転性能も良好とのことであった。主な特長を示すと

① 定常燃焼なので排気は低公害
② 各種燃料使用が可能，石炭液化油もＯＫ
③ 冷却水不用なので軽量

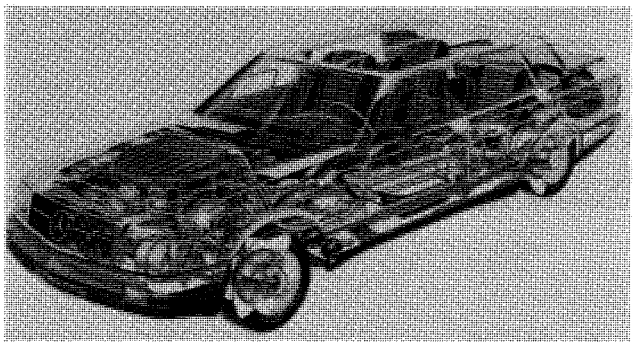


図１　ダイムラー・ベンツ
セラミックガスタービン試作車

（昭和62年４月21日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/12/04.

④　燃料気化不要で冷時始動良好
⑤　燃料噴射量を直に増減出き高出力始動可能
⑥　摺動部少く潤滑油使用少い
⑦　摩耗箇所が少く，メンテナンスが楽
⑧　比重も軽く，エンジン軽量
⑨　回転運動なので振動少い

など，すべて既存の車より秀れているとのことであった。

エンジンの構造は図－2に示す如く単純なもので，空気は左の矢印に示す様に圧縮機に吸いこまれ，5気圧位に圧縮され，回転蓄熱式の熱交換器で800℃位に加熱されて燃焼室に送られ，噴霧された燃料を燃焼させ，1,200℃以上の入口温度の燃焼ガスとなって，圧縮機駆動用のタービンとパワータービンを回転させた後，吸気で冷されたセラミック熱交換器を加熱し，300℃位の排気となって排出される。

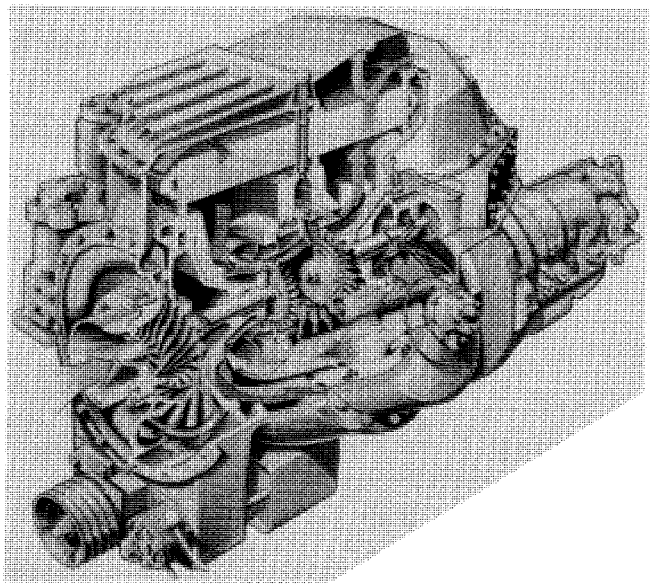


図2　セラミックガスタービンエンジンPWT110

入口温度は1957年では800℃，58年で1,050℃，79年以来1,200～1,400℃と上昇し，この段階で通常のガソリンエンジンとの比較で，タービン車の方が効率的に秀れていると言うことになった。

高温部分に使用されているセラミックは窒化けい素である。高温での機械的強度の高い炭化けい素は熱伝導率がほぼ鉄に匹敵する程高いのでまずく，その3分の1程度の窒化けい素の方がベターと考えている。

タービンローターは図－3の如く，直径100㎜，周速300m/秒位で回転している。出力タービンは燃焼ガス温度1,327℃，60,000rpmで140時間以上の連続運転を達成したと言っていた。このローターがホットプレスした窒化けい素のブロックから削り出されたものとは信ぜられない。この様に作られたものは強度的には強いものが得られとのことである。

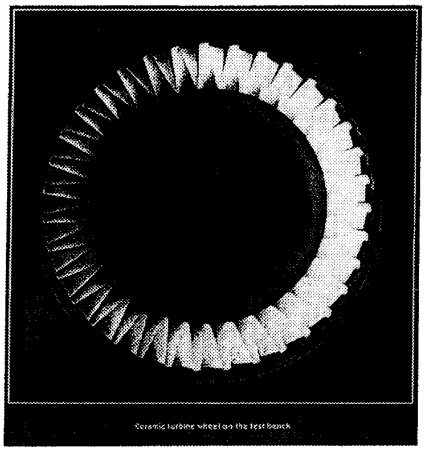


図3　セラミックタービンローター

エンジン出力は110kw（147ps），車両重量1,600kgで走行燃費は都市内走行7.0km/ℓを目標にしている。

エンジンの期待される効率を他の開発中のエンジンと比較すると図－4の如くになる。横軸はネ

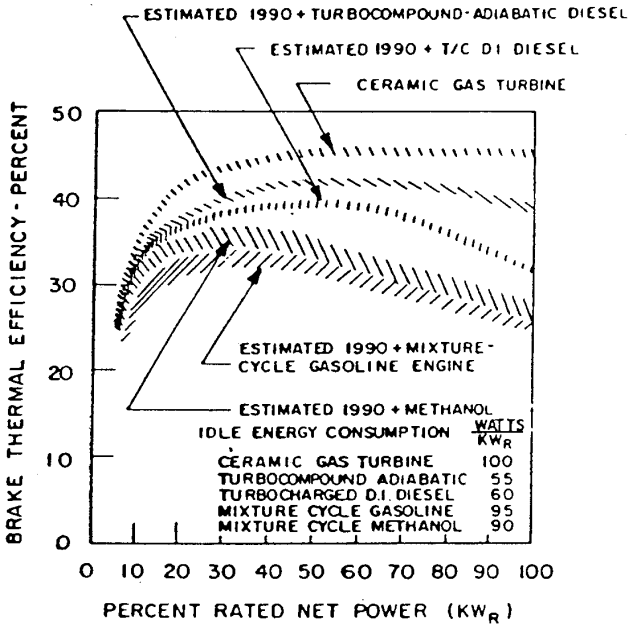


図4　1990年以降出現するエンジンの予想される効率特性の比較

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0[illegible]04.

ットの軸馬力%，縦軸は燃料に対する熱効率を示している。断熱ターボコンパウンドディーゼルエンジンよりも効率は高いものとなると予想されている。

1990年以降に現われる各種エンジンについての性能が，このように解っていると言うのも門外漢から見ると面白く感じられた。

㈤CGT車用の燃料について

燃料担当のMax Gairing氏が呼ばれて，以下の様な話が伺えた。

CGT用燃料のポイントは簡単で，①価格，②排気成分，③発熱量が主なもので，ジェット燃料で問題となる熱安定性，析出温度，水分，異物など航空気事故では直につながる性状も，自動車では二の次に考えて良い様である。

沸点範囲もクリティカルなものでなく，ワイドレンジで，かつ軽くても重たくても良い。ガソリンあるいはディーゼルエンジンと異なり，燃料は燃焼器に噴射されるだけであるので気化の難易もそれ程問題はない。

石炭液化油といっても二次水添されたディーゼル軽油相当留分で，芳香族分はかなり多いものや水素ガスなども試験済であった。通常の運転では石油系ディーゼル軽油を用いているが，実に広い範囲の燃料が問題なく使えるとのことであった。

筆者の意見であるが，輸送用液体燃料の流通の過程で，各種の燃料を供給すれば，燃料の容量当りの発熱量の大巾な違い，異種燃料混合時のスラッジの生成，相分離の問題等が生ずることも予想されるので，何らかの新しい規格制定は必要になってくるものと考えている。通常新エンジンの普及と新エンジン用燃料の普及をマッチングさせることは難しいが，CGT車の場合，ガソリン，軽油の使用も可能で，ある程度の数のCGT車が普及してから適時CGT用燃料スタンドを建設して対応できるのは燃料供給側にもメリットがある。

㈥CGT車の排出ガスの問題

運転担当で排気ガス対策の権威でもあるF. J. Meyer氏が次に呼ばれ，早速排ガスの話を伺った。

CGTエンジンの場合はレシプロエンジンと異なり，連続燃焼であるので，排ガス中のCO，炭化水素を低くすることは容易と思うが，高温ガス中で生成されやすいNO_xについては問題があるのではないかと質問した。

氏は自著論文のEngineering for Power 101(3)422 July(1979)をベースに概要を説明してくれた。

今まで行われて来た低公害燃焼の研究から

① 燃料は空気と出来るだけ薄くしかも均一に混じっていること。

② 燃焼器に入る前に燃料は気化していること。

③ 反応部分の燃料/空気比が連続的あるいは徐々に調節できる。

④ 如何なる場所でも，如何なる運転状態でも燃焼温度は最大NO_x，CO許容限度の条件に達しない。また燃焼状態が不安定にならない。

などが解ってきている。CGTエンジンを設計するにあたり，アメリカで80年以降採用されるマスキースタンダードを充分クリアーすることを目標にかかげた。表－1に示す如くg/mileの値を軽油で14.7 miles per gallon 走れると仮定し，その比重0.825 kg/ℓを入れ換算したEI(i)g/kg値により実験結果を検討することにした。

表－1　マスキー規制による，平均，最大許容排ガス限度

Pollutant i	g/mile in FDC	EI(i) g/kg	½EI(i) g/kg
NO_x	0.40	1.88	0.94
CO	3.40	16.05	8.0
HC	0.41	1.925	0.96

実験には3つの構造を異にするエンジンを試作し，燃料の微粒化，一次空気を調節する火焔ホルダー等工夫し，予想される反応を解折し易いかたちにした。さらに燃焼器の入口，内部などガスの流れがどうなっているかも重要な情報で，電気や水でのアナロジーを用いて検討を行った。

さて，NO_xの生成とCOがCO_2に変換する速度は反応論的に見ると

① 燃焼温度。

② 燃焼室内の原子状酸素とラジカルの濃度。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0 4.

③　滞在時間。

④　圧力。

といったファクターに依存している。

そこで試作燃焼器を用い，排気中のNO_x，COへの影響を測定していた。

この研究の結論としては図－5に示す様なタイプの燃焼器が，燃焼ガスの再循環タイプ，液膜蒸発タイプに比べ良好であった。そして表－2に示す様な運転条件範囲で，火焔ホルダも適切にして図－6に示すような結果を出すことができた。図の中央の線は½EI(i)，全負荷運転時にはNO_xはマスキー規制値を超えているが，常時全負荷と言う事も無いので，これで充分と見ている。

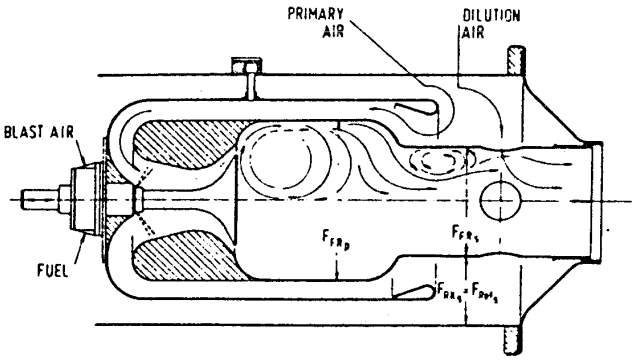


図5　実験に用いた燃焼器の構造
（予混合と予気化ができるタイプ）

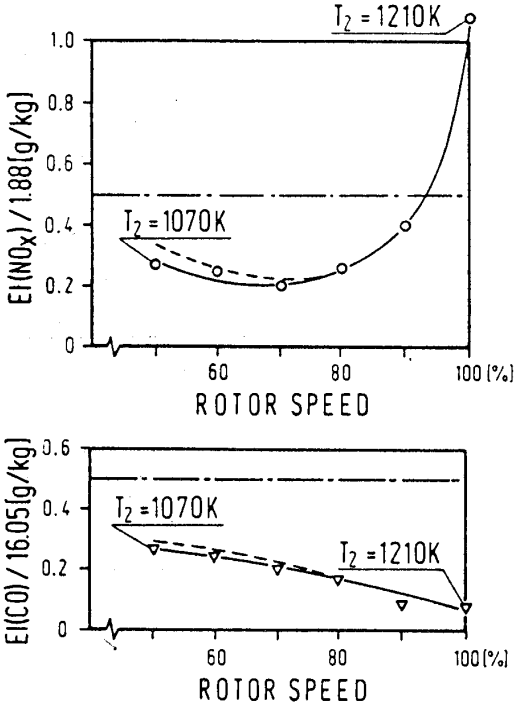


図6　タービン定常運転時の排ガス量の最適値

表－2　燃焼器の運転範囲

	Dimension	Idling	Full load
Air temperature T_2 upstream of combustor	K	1070	1210
Reduced mass flow $\Psi=\frac{\dot{m}_2\cdot\sqrt{T_2}}{P_2}$	kg・K$^{1/2}$/s, bar	4.1	4.2
Temperature increase ΔT in the combustor	K	128	413
Total equivalance ratio ϕ_2	—	0.0565	0.190

㊤ＣＧＴ車の問題点と将来の予想

最後に再びTiefenbacher氏に上の課題につき伺った。

現存するエンジンに比べ性能的にはすべて秀れていると考えられる。ＣＧＴ車の問題点としては，セラミックエンジンのコストが現在では高くつくこと，精密を要するエンジン部品をセラミックスで大量生産するエンジニアリング技術が未だ開発されてないことをあげられた。

現在，西独以外でもアメリカ及び日本でＣＧＴ車の研究が進められている。特にこれから開発を進めようとしている日本の動向には注目していると言っておられた。

今後急速に進展をとげるセラミックス・インダストリーの一つの頂点はＣＧＴ車の実現であり，この展開の如何んにより，その時期も予想以上に速まるかもしれない。

今回のダイムラー・ベンツの訪問は，将来を感じる上に本当に良かったと思っている。

ベンツはＣＧＴ車以外にも水素自動車などの未来車も検討を進め，「陸を制する」その意欲と底力を感じさせられた。

また自動車の研究開発についての２つの原則があることを示された。

第一は「車の開発は車に課せられたあらゆる要求，安全性，運転操作性，環境性，快適性，経済性を同時に満足させるような最高の技術の可能性を追求することである。その際一つの性能の追求により，他の性能を犠牲にする様なことはしては

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0[illegible]4.

ならない。」，第二は「一つのモデルについては7～12年間満足して使ってもらえるものでなければならない。」 ベンツの車の根強い人気がこれらの企業の哲学に基づいていることも良く解った。

㋭やはり幻の過去の自動車

T氏のおすゝめでベンツ本社の裏手にある「ベンツ自動車博物館」を見学した。ベンツの乗用車につけられているメルセデスの名前の由来が書かれ，その時10才だったメルセデス嬢のかわいい写真が壁一面に出ている。数々の競走車の中でも1983年にCaracciola氏が運転し432.7 km/時をだしたいかの様な流線形の車も壁にとりつけられている。どう見ても50年前の車とは思えない，未来を思わせる車である。数々の名車も並べられていたが，その中でも戦後天皇陛下が地方御巡幸の際用いられた〝陛下の赤いベンツ〟は今でも新車の如く美しい溜塗りで輝いていたのが印象的であった。

ベンツの100年の歴史を美しく記した「世界の中で」という記念誌をあらためて眺めながら，シュツットガルトの楽しかった一日を想い起し，見聞記をまとめてみた。

§　入　会　者　名　薄　§

正会員

平山典和（日立造船）
中山　勝（石川島播磨重工）
岩本博吉（富士インダストリーズ）
兵藤克哉（学生会員より）
山尾裕行（三菱重工）
大越広要（学生会員より）
渡辺紀徳（東農工大）
東原　功（放電精密）
高橋　収（石川島播磨重工）
近藤俊之（アイシン精機）
佐々木耕（三井造船）
平野孝典（学生会員より）
大野裕司（電 中 研）
千葉　薫（石川島播磨重工）
小武家雄康（石川島播磨重工）
山本　深（川崎製鉄）
宮野　学（学生会員より）
二村勝彦（放電精密）
上山　稔（石川島播磨重工）
岩井健治（神戸製鋼）
千種康一（アイシン精機）

学生会員

高石昌雄（東海大）

賛助会員

日本ラジエーター㈱

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ならない。」，第二は「一つのモデルについては7～12年間満足して使ってもらえるものでなければならない。」 ベンツの車の根強い人気がこれらの企業の哲学に基づいていることも良く解った。

㋭やはり幻の過去の自動車

T氏のおすゝめでベンツ本社の裏手にある「ベンツ自動車博物館」を見学した。ベンツの乗用車につけられているメルセデスの名前の由来が書かれ，その時10才だったメルセデス嬢のかわいい写真が壁一面に出ている。数々の競走車の中でも1983年にCaracciola氏が運転し432.7 km/時をだしたいかの様な流線形の車も壁にとりつけられている。どう見ても50年前の車とは思えない，未来を思わせる車である。数々の名車も並べられていたが，その中でも戦後天皇陛下が地方御巡幸の際用いられた〝陛下の赤いベンツ〟は今でも新車の如く美しい溜塗りで輝いていたのが印象的であった。

ベンツの100年の歴史を美しく記した「世界の中で」という記念誌をあらためて眺めながら，シュツットガルトの楽しかった一日を想い起し，見聞記をまとめてみた。

§　入　会　者　名　薄　§

正会員

平山典和（日立造船）
中山　勝（石川島播磨重工）
岩本博吉（富士インダストリーズ）
兵藤克哉（学生会員より）
山尾裕行（三菱重工）
大越広要（学生会員より）
渡辺紀徳（東農工大）
東原　功（放電精密）
高橋　収（石川島播磨重工）
近藤俊之（アイシン精機）
佐々木耕（三井造船）
平野孝典（学生会員より）
大野裕司（電 中 研）
千葉　薫（石川島播磨重工）
小武家雄康（石川島播磨重工）
山本　深（川崎製鉄）
宮野　学（学生会員より）
二村勝彦（放電精密）
上山　稔（石川島播磨重工）
岩井健治（神戸製鋼）
千種康一（アイシン精機）

学生会員

高石昌雄（東海大）

賛助会員

日本ラジエーター㈱

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

新設備紹介

富津コンバインドサイクル発電プラント

東京電力㈱火力部　小　島　民　生

1. まえがき

東京電力は電力の安定供給と長期的な発電コスト抑制のため早くから原子力の拡充とＬＮＧの利用拡大など電源の多様化と脱石油に努めてきた。

ＬＮＧについては，1969 年米国アラスカより世界で最初のケースとして南横浜火力に導入されて以来，環境特性が良好なこと，および高い供給安定性が評価され首都圏の過密地域に立地する火力発電所を主体にその導入拡大が進められた。

当社では，この貴重なエネルギーであるＬＮＧを更に効率的に利用するため，ガスタービンと蒸気タービンを組合せたコンバインド発電方式の開発を進め，今般，富津地点に当社初めてのコンバインド発電プラントを導入するに至った。

当火力は，1982年４月着工以来，順調に建設を進め，1985年12月に１号系列の１号機（165ＭＷ）が営業運転を開始し，1986年11月１号系列全体（1000ＭＷ）が完成した。また２号系列（1000ＭＷ）は，1988年11月営業運転開始を目標に建設工事を進めている。以下富津コンバインドサイクルプラントについての概要を紹介する。

2. ガスタービンコンバインドサイクル発電の導入の背景

近年の電力需要は，夏季昼間の冷房需要の急増に伴って季節間格差や昼夜間格差が年々増大してきている。一方，電力供給面では原子力発電がベース電源として増加してきているため，電力の昼夜間格差等の需要変化を吸収することが火力発電にとって重要な責務となってきている。

当社は，火力発電に課せられたニーズに適合する発電方式として，高い負荷調整機能を有しかつ高い熱効率を維持できるコンバインドサイクル発電プラントに着目し，1977年より実用化の検討を進めてきた。その結果

- 熱効率が高く従来の汽力プラントに比較し，ＬＮＧ消費量を節減できる。
- 小容量機の組み合せであるため起動停止や出力調整に適している。
- 技術開発により環境影響を抑えることができる。

など，当社が必要としている優れた特徴を有していることが明らかとなり，また電力事業用として高信頼性を確保出来るとの見通しが得られたことから，コンバインドサイクルプラントを初めて富津火力に導入することとしたものである。

3. 富津火力発電所の概要

富津火力発電所は千葉県富津市の東京湾に面して立地し，東京から南へ約60kmの位置にある。当発電所は約140 haの敷地にＬＮＧの受入バース，地下式ＬＮＧ貯槽，気化設備から構成されるＬＮＧ設備並びに2000ＭＷの発電容量のＬＮＧ専焼のコンバインドサイクルプラントを持つ発電所である。（図１，２）

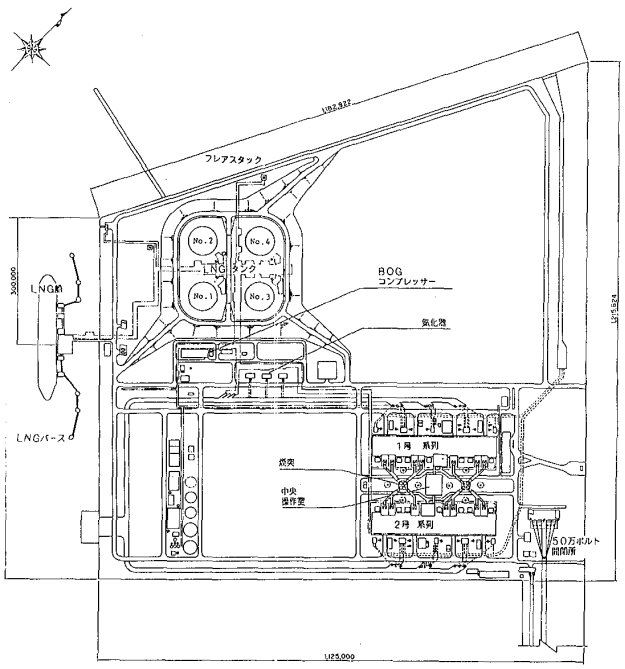


図１　富津火力発電所構内配置図

（昭和62年４月20日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/0

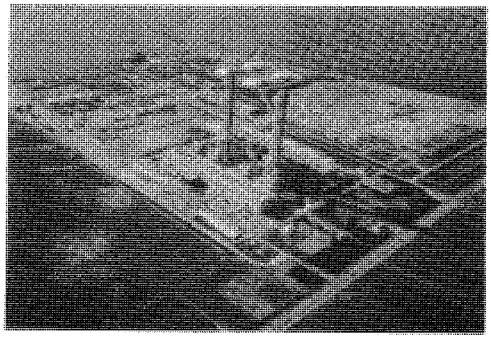


図2　富津火力発電所

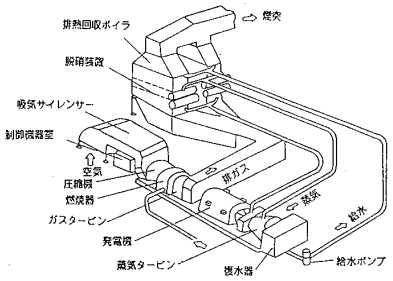


図3　一軸型コンバインドサイクルプラント概念図

(1)　コンバインドサイクルの主要機器

当発電所のコンバインドサイクルプラントは排熱回収方式であり，主要機器は米国ＧＥ社製のガスタービン，排熱回収ボイラ（HRSG），蒸気タービン，発電機より構成されている。図3に示すように，ガスタービン1台と蒸気タービン1台が発電機を介して直結される1軸型である。これを7軸組合せて1系列としている。

1系列当りの出力は，夏季大気温度32℃の時に7軸で1000MW（1軸当り143MW）の出力が得られ，大気温度が15℃以下の場合には6軸で1000MW（1軸当り165MW）の出力が得られる。コンバインドサイクルプラントの設備概要を表1に示す。

（ガスタービン）

ガスタービンは，ＧＥ社製ＭＳ9001Ｅ型の開放単純サイクル，ヘビーデューティ型である。タービンは3段の衝動式で翼材料として静翼はコ

表1　富津コンバインドサイクルプラントの設備概要

出力		100万kw（1系列）	
熱効率		大気温度（32℃）	大気温度（8℃）
		14.3万kw×7台	16.5万kw×7台
		42.7％	
ガスタービン	型式	開放サイクル一軸型	
	出力	9.3万kw×7台	11.2万kw×7台
	ガスタービン入口温度	1,136℃	1,145℃
	ガスタービン出口温度	545℃	530℃
	燃焼器個数	14個×7台	
蒸気タービン	型式	単流排気式復水型	
	出力	5.0万kw×7台	5.3万kw×7台
	入口圧力	59kg/cm²	62kg/cm²
	入口温度	514℃	504℃
排熱回収ボイラ	型式	排熱回収ドラム型	
	蒸発量	220T/H×7台	
発電機	容量	18.4万kVA×7台	
主変圧器	容量	110万kVA×1台	
煙突	型式	鋼製鉄塔支持型	
	高さ	200m	
ＬＮＧタンク	型式	地下式メンブレン	
	容量	9万kℓ×4基	
バース		130,000kℓ	

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/10/04.

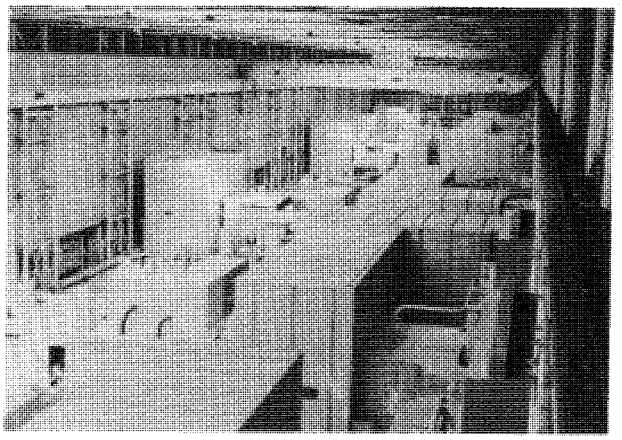


図4　コンバインドサイクル発電機

バルト基合金，動翼はニッケル基合金を使用，1・2段動静翼の内部にて空気冷却を行ない，第1段動翼入口ガス温度を1085℃まで高めている。

空気圧縮機は軸流17段で入口案内翼は空気流量を制御する可変式とし，部分負荷における効率低下の低減をはかっている。

燃焼器システムは14個の燃焼器，フロースリーブ，燃料噴射ノズル，点火器，トランジッションピース等から成り，コンバスターライナーには新素材のセラミックコーティングをほどこしたものを使用している。

NO_x対策としては蒸気タービンからの抽気を利用し，燃焼器内へ蒸気噴射を行っている。

(2) 運転性能

本プラントは，熱効率を高めるためガスタービン入口温度1100℃級の高効率ガスタービンを使用し，計画熱効率は42.7％（HHVベース）である。この熱効率は従来の発電方式に比べ約3％程度高い値である。

コンバインドサイクルプラントは，部分出力の運転を行う場合には，系列を構成する軸の起動停止により出力調整を行い，運転中の軸は定格出力の運転を保持することにより，広い範囲にわたり高い効率を維持することができる。

また，従来の発電方式と異なり起動時間が短く，負荷変化率も高いため負荷調整機能の拡大が可能である。

(3) 環境性能

本プラントは採用可能な最高レベルの技術を用いて環境への影響を極力低く押えている。

まず，ＬＮＧを燃料とすることにより，硫黄酸化物やダストの排出はない。窒素酸化物については，ガスタービンの燃焼器への蒸気噴射と高性能の排煙脱硝設備の組合せにより，排出量を1000ＭＷ当り70㎥Ｎ／hr（10 ppm，15％ O_2 換算）以下とし，極力低減を図っている。

また，温排水量は従来の汽力プラントに比べ約30％程度少ない。

4. 富津火力の運転実績

富津火力コンバインドサイクルプラントは，1985年10月3日の1－1号機初並列以来50億kWHを超える発電電力量を達成しており，現在までガスタービンを初めとする主機に関する大きなトラブル，例えば動静翼の損傷，あるいはそのためのトリップ発生はなく，極めて順調な運転が行われている。

運用性能については，定格運転時の発電端効率は各号機若干の特性差はあるものの，ほぼ43.7％（ＨＨＶベース）前後となっている。また1987年2月の実績では，運用熱効率は42.6％，運用状況はＤＳＳ（毎深夜起動停止）67回，ＷＥＳ（週

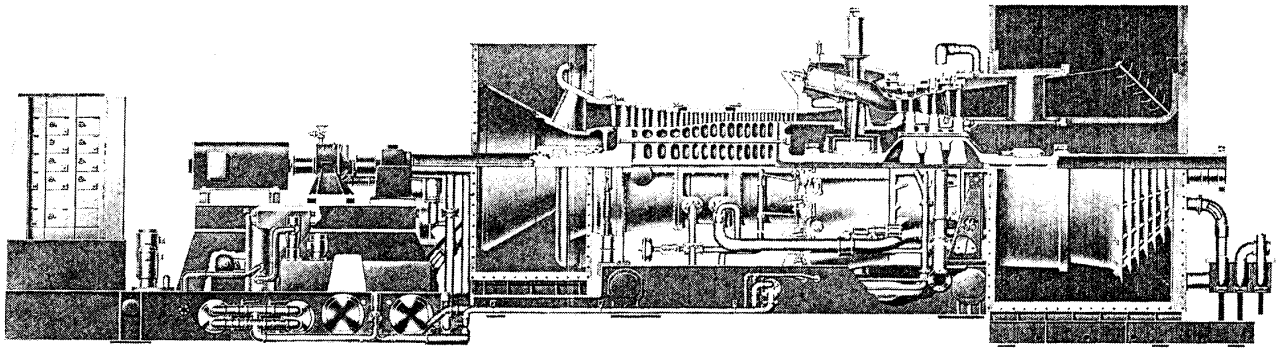


図5　ガスタービン組立断面図

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

末起動停止）等の起動が17回，系列の暦日利用率が64％であり，電力需給に応じた弾力的な負荷調整を行いながらも高い熱効率が得られている。

機動性については，各号機当りガスタービン起動から定格出力まで60分弱，また系列として20万kwから100万kwまでの負荷上昇は，順次軸起動を行うことにより，約60分となっている。

保守状況については，これまで各種点検を実施し，高温部品等を含め，確認された各部の変形，摩耗および亀裂の状況についてはあらかじめの予想されたもので，良好な結果が得られている。すなわち7000時間前後の1年間の運転に十分耐えられることが立証されている。

5. まとめ

富津火力で採用したコンバインドサイクル発電は，運用の柔軟性，年間を通しての高出力の確保など火力発電に要請される機能を十分に備えた発電方式であり，運転実績においてもその機能は十分立証されている。

今後とも運用性能の発揮に努めるとともに，保守技術等の確立を図っていきたいと考えている。

協賛講習会

日本機械学会関西支部第150回講習会
〝最近の流体関連計測技術〟

日　時　昭和62年6月18日（木）‥19日（金）　9：00〜16：10
会　場　近畿富山会館8F　801号室（大阪市西区靱本町1－9－15）
詳細については㈳日本機械学会関西支部（Tel　06－443－2073）へお問い合せ下さい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/08

末起動停止）等の起動が17回，系列の暦日利用率が64％であり，電力需給に応じた弾力的な負荷調整を行いながらも高い熱効率が得られている。

機動性については，各号機当りガスタービン起動から定格出力まで60分弱，また系列として20万kwから100万kwまでの負荷上昇は，順次軸起動を行うことにより，約60分となっている。

保守状況については，これまで各種点検を実施し，高温部品等を含め，確認された各部の変形，摩耗および亀裂の状況についてはあらかじめの予想されたもので，良好な結果が得られている。すなわち7000時間前後の1年間の運転に十分耐えられることが立証されている。

5. まとめ

富津火力で採用したコンバインドサイクル発電は，運用の柔軟性，年間を通しての高出力の確保など火力発電に要請される機能を十分に備えた発電方式であり，運転実績においてもその機能は十分立証されている。

今後とも運用性能の発揮に努めるとともに，保守技術等の確立を図っていきたいと考えている。

協賛講習会

日本機械学会関西支部第150回講習会
〝最近の流体関連計測技術〟

日　時　昭和62年6月18日（木）‥19日（金）　9：00〜16：10
会　場　近畿富山会館8F　801号室（大阪市西区靱本町1－9－15）
詳細については㈳日本機械学会関西支部（Tel　06－443－2073）へお問い合せ下さい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/08

資料

1986年ガスタービン及び過給機生産統計

統計作成委員会[1]

I. 生産統計の概要

1. 統計作成委員会の活動について

(1) 1986年のわが国のガスタービン及び過給機の生産統計に関して，例年にならい統計資料の蒐集及び集計を行い，統計を作成して会誌の本号に掲載した。

(2) 過給機の生産統計は，はじめてからまだ3年目であるが，各社から多くの統計資料の提供をいただくようになり，感謝している。しかし，一部には，翼車外径100㎜以下の型式を中心に，その生産台数や仕様について公表を回避されている場合があり，統計内容充実のため，今後の各社の協力をさらに強くお願いして行きたい。

2. 1986年ガスタービン生産統計

(1) 陸舶用ガスタービンでは，前年に比べ，全出力は4％増加したが，総台数は9％減少した。このうち，小型(1,000PS未満)は出力，台数共にそれぞれ18％，15％と減少が目立ち，中型(1,000PS以上30,000PS未満)は出力で8％減少したが台数では5％増加，大型(30,000PS以上)は，逆に出力で19％増加し台数で20％減少した。また，国内向けは出力，台数共にそれぞれ19％，7％減少したのに対し，輸出向けは台数で22％減少しながら出力は28％増加した。

(2) 小型では，国内向け非常用発電用が中心であることはここ数年来と同様であるが，国内自家用ベースロード発電用が3台あることは注目される。小型の輸出向けは自家用非発用で増加した。

(3) 国内向け発電用では，中型が自家用の非常用，ベースロード用共に増加しており，特に後者は最近の熱併給発電設備の普及化と関連している。しかし，大型は国内向けには発電用，他用途を含め全く無く，これは1982年以来のことである。

(4) 輸出向けとしては，大型が出力で63％増加しており，この一部には米国のライセンサへ輸出したものも含まれている。仕向け地域別に見ると，従来の主力市場であった中東向けが全く無く，アジア，欧州，アフリカ向けはほぼ前年並みであって，北米向けが出力で7.7倍と大幅に増加した。

(5) 燃料の種類を見ると，出力では，ガス燃料が64％となり，従来は液体燃料が50％以上であったのに対し，ガス燃料の方が上回った。大型がすべてガス燃料であったことも特徴的である。小型にも，比率はまだ低いが，ガス燃料が使用されはじめている。なお，消化ガス(Land Fill Gas：ごみ処理埋立地等から発生するメタンを主とする比較的発熱量の低いガス)を燃料とする中型が1台米国向けに輸出されたが，ガスタービンの新しい用途ともみられる。

(6) 航空用ガスタービンでは，ターボジェット/ターボファンエンジンは前年からスラストで8％，台数で22％減少した。これは，主としてTF40(アドア)ターボファンエンジンの生産減少と，XF3ターボファンエンジンの試作が終了したことによるものである。国産開発のXF3は，型式認定試験を

(昭和62年5月11日原稿受付)

(1) 委員長　青木　千明(石川島播磨重工)
委　員　石川　庄一(日立製作所)
臼井　俊一(日本鋼管)
内田　晴記(川崎重工)
渋谷　剛(石川島播磨重工)
三賢　憲治(三菱重工)
村尾　麟一(青山学院大)
吉識　晴夫(東大生研)
青木　庸治(新潟鉄工)
岡崎洋一郎(三菱重工)
綿貫　一男(石川島播磨重工)

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

終了し，国産中等練習機XT−4に搭載して飛行試験を実施しており，量産開始が決まったことは特筆される。

(7) ターボシャフト/ターボプロップエンジンは，前年からほぼ横這いであるが，大型輸送用ヘリコプタCH−47用のT55ターボシャフトエンジンの技術提携による生産が始まり，最初の3台が納入された。

(8) 5ケ国共同開発V2500ターボファンエンジンの試作機用ファン部(日本担当部分)11台分(前年からの累計13台)が，日本航空機エンジン協会から出荷された。(これはエンジン組立でないため生産統計には加えていない。)

Ⅱ. 統　計

1. 最近5年間のガスタービン生産推移

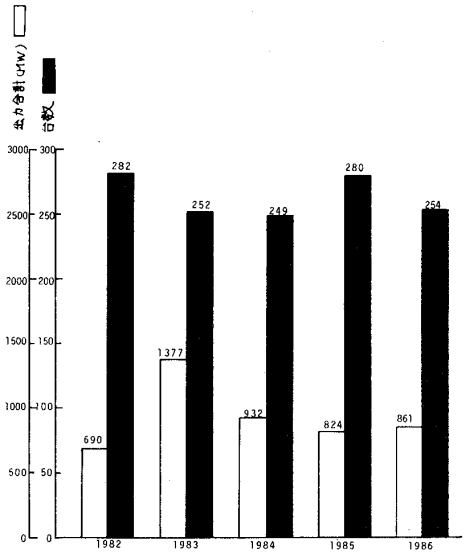


図1　陸舶用ガスタービン

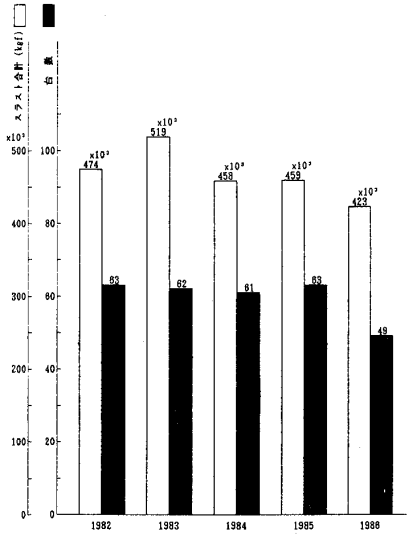


図2　ターボジェット/ターボファンエンジン

3. 1986年過給機生産統計

(1) 型式数は，前年からほぼ横這いであるが，翼車外径100㎜以下の型式が15%増加し，300〜700㎜の型式が減少した。

(2) 翼車外径100㎜を越す過給機の台数は，前年より21%減少した。

(3) 翼車外径100㎜以下の過給機の台数については，その概数に関して各社の御協力をいただき，推定概数は1,200,000台になるものとみられ，台数ではこの区分のものが大多数を占める。

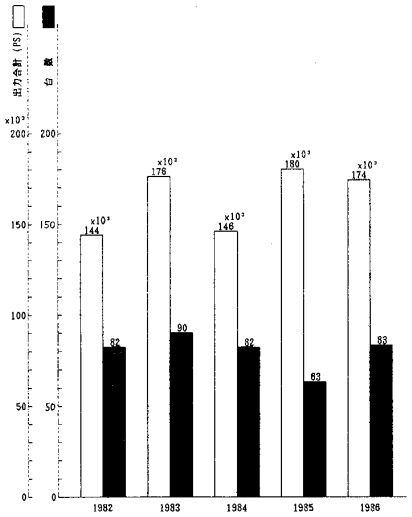


図3　ターボシャフト/ターボプロップエンジン

〔備　考〕

(1) 暦年(1〜12月)に納入されたガスタービンまたは過給機を対象とした。

(2) 出力及びスラストの基準状態は，入口空気条件を圧力1.013 bar(760㎜Hg)，温度15℃とした。

(3) 出力は，陸舶用ガスタービンでは常用出力で，ターボジェット/ターボファンエンジンでは海面上，静止最大スラストで，ターボシャフト/ターボプロップエンジンでは海面上静止常用出力で集計した。

(4) メートル馬力(PS)，英馬力(HP)とキロワット(kW)との間の換算は下記によった。

1 PS＝0.7355 kW
1 HP＝0.7457 kW
　　＝1.0139 PS

(5) 1982〜1983年の統計については，国産ガスタービン資料集〔1984年版〕のデータによった(資料集作成時の見直しにより，この分については，1984年6月号会誌に掲載した統計から一部修正されたものがある)。

(6) 各統計表の間で，四捨五入により最小桁が異なっているものもある。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0

2. 陸舶用ガスタービン

表1　1986年用途別生産台数及び出力(kW)

区分		1,000PS 未満		1,000PS以上 30,000PS未満		30,000PS以上		全出力	
用途	コード	台数	出力	台数	出力	台数	出力	台数	出力
ベースロード発電用	BL	8	4,634	19	86,186	8	492,720	35	583,540
ピークロード発電用	PL	1	463	2	2,353	0	0	3	2,816
非常用発電用	EM	143	51,913	64	103,918	0	0	207	155,831
艦艇用	MM	0	0	8	118,283	0	0	8	118,283
教育用	ED	1	228	0	0	0	0	1	228
合計		153	57,238	93	310,740	8	492,720	254	860,698

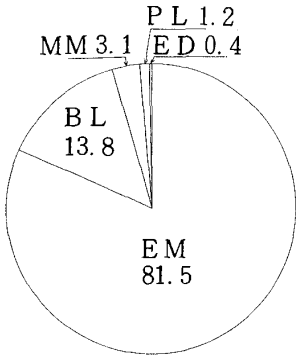


図4　1986年用途別台数割合(%)

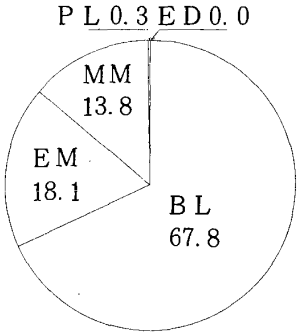


図5　1986年用途別出力割合(%)

表2　1986年燃料別生産台数及び出力(kW)

燃料別	区分		1,000PS 未満		1,000PS以上 30,000PS未満		30,000PS以上		全出力	
種類		コード	台数	出力	台数	出力	台数	出力	台数	出力
ガス燃料	天然ガス	GNG	2	1,397	5	9,119	8	492,720	15	503,236
	石油プラントオフガス	GOG	0	0	2	26,400	0	0	2	26,400
	都市ガス	GTW	0	0	1	13,070	0	0	1	13,070
	(消化ガス)	(LFG)	0	0	1	6,150	0	0	1	6,150
	小計		2	1,397	9	54,739	8	492,720	19	548,856
液体燃料	灯油	T	48	16,447	18	41,518	0	0	66	57,965
	軽油	K	22	6,230	30	152,552	0	0	52	158,782
	重質軽油	HK	1	699	0	0	0	0	1	699
	重油1種	H1	80	32,465	35	46,932	0	0	115	79,397
	重油3種	H3	0	0	1	15,000	0	0	1	15,000
	小計		151	55,841	84	256,002	0	0	235	311,843
ガス/液体燃料			0	0	0	0	0	0	0	0
固体燃料			0	0	0	0	0	0	0	0
合計			153	57,238	93	310,741	8	492,720	254	860,699

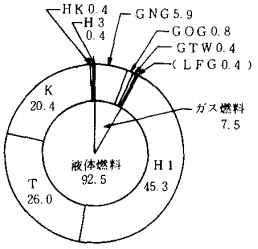


図6　1986年燃料別台数割合(%)

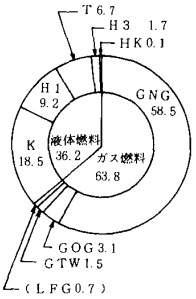


図7　1986年燃料別出力割合(%)

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/10

表3　1986年地域別納入台数及び出力(kW)

区分		1,000PS 未満		1,000PS以上 30,000PS 未満		30,000PS以上		全出力	
地域別		台数	出力	台数	出力	台数	出力	台数	出力
国内向け	北海道	7	2,721	2	2,740	0	0	9	5,461
	東北	11	3,810	4	6,449	0	0	15	10,259
	関東	56	20,094	22	59,828	0	0	78	79,922
	中部	27	10,422	5	31,179	0	0	32	41,601
	近畿	13	5,472	13	18,685	0	0	26	24,157
	中国	6	2,074	6	24,922	0	0	12	26,996
	四国	9	2,486	0	0	0	0	9	2,486
	九州	12	4,185	6	8,140	0	0	18	12,325
	沖縄	1	191	3	4,625	0	0	4	4,816
	舶用主機	0	0	8	118,283	0	0	8	118,283
	舶用補機	0	0	8	10,297	0	0	8	10,297
	小計	142	51,455	77	285,148	0	0	219	336,603
輸出向け	北米	1	699	4	9,680	3	338,640	8	349,019
	中南米	0	0	0	0	0	0	0	0
	アジア	3	1,626	7	8,851	3	94,480	13	104,957
	大洋州	3	1,324	0	0	0	0	3	1,324
	欧州	4	2,134	4	5,590	1	34,600	9	42,324
	ソ連	0	0	0	0	0	0	0	0
	中東	0	0	0	0	0	0	0	0
	アフリカ	0	0	1	1,471	1	25,000	2	26,471
	小計	11	5,783	16	25,592	8	492,720	35	524,095
合計		153	57,238	93	310,740	8	492,720	254	860,698

表4　1986年被駆動機械別生産台数及び出力(kW)

区分		1,000PS未満		1,000PS 以上 30,000PS 未満		30,000PS以上		全出力	
被駆動機械	コード	台数	出力	台数	出力	台数	出力	台数	出力
発電機	G	152	57,010	85	192,457	8	492,720	245	742,187
軸出力	SP	0	0	8	118,283	0	0	8	118,283
動力計	DM	1	228	0	0	0	0	1	228
合計		153	57,238	93	310,740	8	492,720	254	860,698

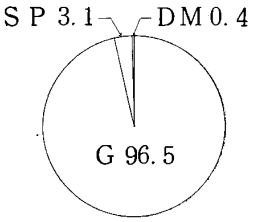


図8　1986年被駆動機械別台数割合(%)

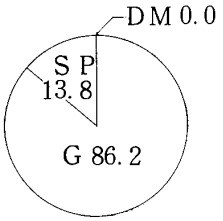


図9　1986年被駆動機械別出力割合(%)

表5　1986年出力区分別生産台数及び出力(kW)

出力区分(PS)		台数	出力
1,000PS 未満	0～199	6	127
	200～499	71	16,115
	500～999	76	40,997
	小計	153	57,239
1,000PS 以上 30,000PS 未満	1,000～5,999	77	105,587
	6,000～13,999	3	20,300
	14,000～21,999	11	143,091
	22,000～29,999	2	41,762
	小計	93	310,740
30,000PS 以上	30,000～59,999	5	154,080
	60,000～	3	338,640
	小計	8	492,720
合計		254	860,699

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0[illegible]

表6　1986年発電用ガスタービン用途別生産台数及び出力(kW)

発電用途別＼区分			1,000PS未満		1,000PS以上30,000PS未満		30,000PS以上		全出力	
用途		コード	台数	出力	台数	出力	台数	出力	台数	出力
国内事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	0	0	0	0
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	小計		0	0	0	0	0	0	0	0
国内自家用	ベースロード発電用	BL	3	1,912	14	73,917	0	0	17	75,829
	ピークロード発電用	PL	1	463	2	2,353	0	0	3	2,816
	非常用発電用	EM	138	49,080	53	90,594	0	0	191	139,674
	小計		142	51,455	69	166,864	0	0	211	218,319
国内合計			142	51,455	69	166,864	0	0	211	218,319
輸出事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	5	407,840	5	407,840
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	小計		0	0	0	0	5	407,840	5	407,840
輸出自家用	ベースロード発電用	BL	5	2,722	5	12,269	3	84,880	13	99,871
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	5	2,833	11	13,324	0	0	16	16,157
	小計		10	5,555	16	25,593	3	84,880	29	116,028
輸出合計			10	5,555	16	25,593	8	492,720	34	523,868
事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	5	407,840	5	407,840
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	合計		0	0	0	0	5	407,840	5	407,840
自家用	ベースロード発電用	BL	8	4,634	19	86,186	3	84,880	30	175,700
	ピークロード発電用	PL	1	463	2	2,353	0	0	3	2,816
	非常用発電用	EM	143	51,913	64	103,918	0	0	207	155,831
	合計		152	57,010	85	192,457	3	84,880	240	334,347
総計			152	57,010	85	192,457	8	492,720	245	742,187

3. 航空用ガスタービン

表7　1986年ターボジェット/ターボファンエンジン生産台数及びスラスト(kgf)

生産台数	49	スラスト合計*1	423,280

＊1　海面上静止最大スラスト

表8　1986年ターボシャフト/ターボプロップ生産台数及び出力(PS)

区分＼用途	1,000PS未満		1,000PS以上		全出力	
	台数	出力*2	台数	出力*2	台数	出力*2
固定翼機用	0	0	30	132,770	30	132,770
ヘリコプタ用	0	0	26	39,570	26	39,570
補助機関駆動	27	1,458	0	0	27	1,458
合計	27	1,458	56	172,340	83	173,798

＊2　海面上静止常用出力

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04

4. 過 給 機

表9　1986年過給機生産台数及び型式数

区分		台数	型式数
圧縮機翼車外径（㎜）	0～ 100	（概数 1,200,000）	55
	～ 200	1,724	22
	～ 300	1,167	14
	～ 400	482	14
	～ 500	98	9
	～ 600	133	11
	～ 700	221	10
	～ 800	0	3
	～ 900	31	8
	～1000	0	1
合計		3,856*4	147*3
資料提供社数		12社	

＊3.　形式はいずれも排気タービン式である。
＊4.　圧縮機翼車外径100㎜を越す分を示す。

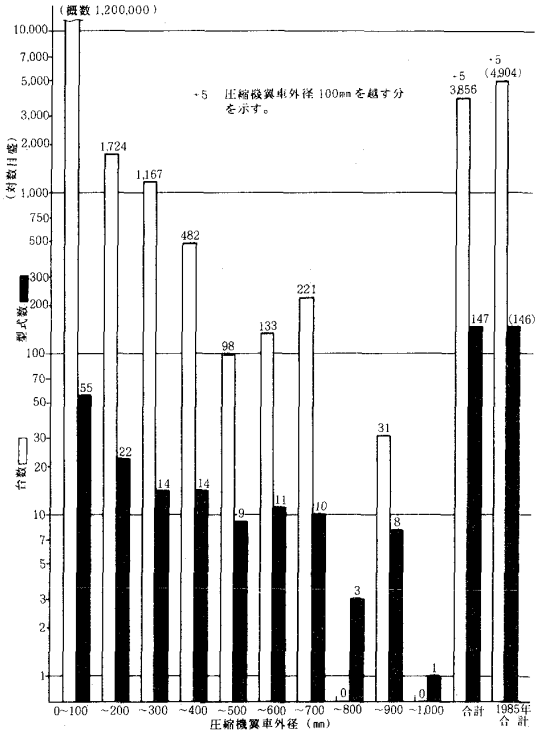


図10　1986年過給機生産台数及び型式数

協賛シンポジウム

第8回日本熱物性シンポジウム

日　時　昭和62年7月22日（水）～24（金）
会　場　阿蘇の司ビラパークホテル（熊本県阿蘇町坊中1230）
詳細については下記第8回熱物性シンポジウム実行委員会へお問い合せ下さい。
（〒816　春日市春日公園6－1　九州大学生産科学研究所
熱及び物質移動部門気付　Tel　092－573－9611 内663）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/02/04.

4. 過 給 機

表9　1986年過給機生産台数及び型式数

区分		台数	型式数
圧縮機翼車外径（㎜）	0～ 100	（概数 1,200,000）	55
	～ 200	1,724	22
	～ 300	1,167	14
	～ 400	482	14
	～ 500	98	9
	～ 600	133	11
	～ 700	221	10
	～ 800	0	3
	～ 900	31	8
	～1000	0	1
合計		3,856*4	147*3
資料提供社数		12社	

＊3.　形式はいずれも排気タービン式である。
＊4.　圧縮機翼車外径100㎜を越す分を示す。

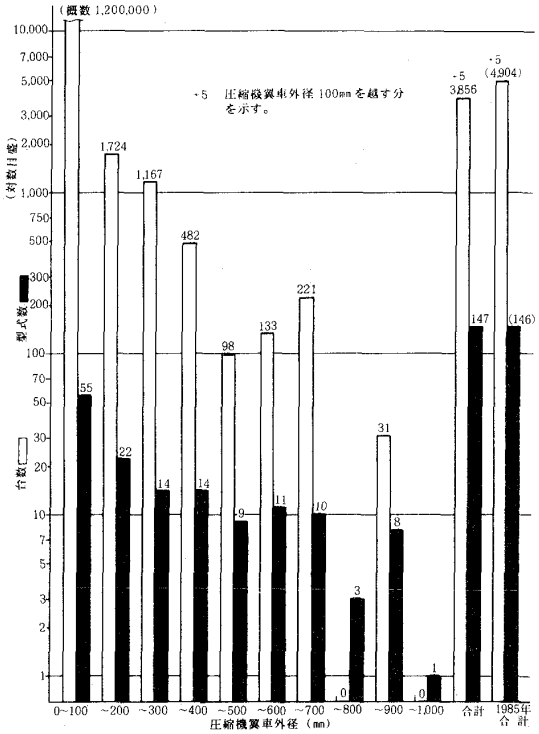


図10　1986年過給機生産台数及び型式数

協賛シンポジウム

第8回日本熱物性シンポジウム

日　時　昭和62年7月22日（水）～24（金）
会　場　阿蘇の司ビラパークホテル（熊本県阿蘇町坊中1230）
詳細については下記第8回熱物性シンポジウム実行委員会へお問い合せ下さい。
（〒816　春日市春日公園6－1　九州大学生産科学研究所
熱及び物質移動部門気付　Tel　092－573－9611 内663）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/02/04.

資料

「32ND ASME INTERNATIONAL GAS TURBINE CONFERENCE AND EXHIBIT」

May 31～June 4, 1987 Anaheim, California U.S.A.

論文リスト

AIRCRAFT

Forecasting "Wooden Round" Reliability During Preliminary Design
H. WEAKS, Teledyne CAE, Toledo, OH
(ASME Paper No. 87-GT-41)

Applied Reliability Maintainability Methodology as a Function Within Life Cycle Cost
C. CURRY, Allison Gas Turbine Div., Indianapolis, IN
(ASME Paper No. 87-GT-172)

Gas Turbine Safety Improvement Through Risk Analysis
T. M. CROSBY and G. L. REINMAN, Pratt & Whitney Aircraft, West Palm Beach, FL
(ASME Paper No. 87-GT-15)

Analytical R&M Methods Applied to Forecasting Engine Logistics Requirements
D. E. SAUNDERS, General Electric Co., Lynn, MA
(ASME Paper No. 87-GT-40)

Development of the XF3-30 Turbo Fan Engine
K. ISHIZAWA, I. H. I. Co. Ltd., Tokyo, JAPAN, H. YAMADA, Technical Research and Development Institute, JDA, Tokyo, JAPAN and H. HAMATANI, 3rd Research and Development Center, TRDI/SDA, Tokyo, JAPAN
(ASME Paper No. 87-GT-26)

Altitude Tests of the XF3-30 Turbo Fan Engine
S. YASHIMA, I. H. I. Co., Ltd., Tokyo, JAPAN, M. UCHIDA, Development Department, Air Staff Office, Tokyo, JAPAN and M. KITAMURA, 3rd Research Center, TRDI/SDA, Tokyo, JAPAN
(ASME Paper No. 87-GT-25)

Compressor Turbine Vane Ring (PT6 Engine) Repair Development
N. SOURIAL, Pratt & Whitney Canada, Longueuil, Quebec, CANADA
(ASME Paper No. 87-GT-47)

Validation of HIDEC Adaptive Engine Control Systems
R. J. LANDY, W. A. YONKE, McDonnell Aircraft Co., St. Louis, MO and J. STEWART, NASA Dryden Flight Research Center, Lancaster, CA
(ASME Paper No. 87-GT-257)

Conceptual Design of an Optic Based Engine Control System
W. J. DAVIES, Pratt & Whitney, West Palm Beach, FL, R. J. BAUMBICK, NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH and R. W. VIZZINI, Naval Air Propulsion Center, Trenton, NJ
(ASME Paper No. 87-GT-168)

Introduction and Application of GE Turbine Engine Monitoring Software Within KLM Royal Dutch Airlines
H. LUCAS, KLM Royal Dutch Airlines, Schiphol Airport, NETHERLANDS and J. E. PAAS, General Electric Co., Cincinnati, OH
(ASME Paper No. 87-GT-167)

The United Kingdom Engine Technology Demonstrator Programme
W. J. CHRISPIN, United Kingdom, Ministry of Defense, London, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-203)

Boundary Layer Profile Investigations Downstream of an Aero-Engine Intake Anti-Icing Air Exhaust Slot
S. J. DOWNS, Rolls-Royce plc., Derby, ENGLAND and E. H. JAMES, Loughborough University of Technology, Loughborough, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-237)

Investigation of Integrated Selection of Optimum Engine Cycle Parameters
J. ZHANG, X. ZHU, D. CHEN and Z. ZHU, Beijing Institute of Aeronautics & Astronautics, Beijing, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA
(ASME Paper No. 87-GT-39)

The Use of Holographic Interferometry for Turbomachinery Fan Evaluation During Rotating Tests
R. J. PARKER and D. G. JONES, Rolls-Royce plc., Derby, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-236)

Inter and Intra Blade Row Laser Velocimetry Studies of Gas Turbine Compressor Flows
M. C. WILLIAMS, Pratt & Whitney, United Technologies Corp., E. Hartford, CT
(ASME Paper No. 87-GT-235)

Laser Anemometry Techniques for Turbine Applications
M. P. WERNET and L. G. OBERLE, NASA-Lewis Research Center, Cleveland, OH
(ASME Paper No. 87-GT-241)

Three Component Velocity Measurements in the Interblade Region of a Fan
R. K. MENON, TSI Inc., St. Paul, MN
(ASME Paper No. 87-GT-207)

Development and Application of a High Frequency Wedge Probe
H. BUBECK and J. WACHTER (deceased), University of Stuttgart, Stuttgart, FED. REP. OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-216)

Neutron and Positron Techniques for Fluid Transfer System Analysis, and Remote Temperature and Stress Measurement
P. A. E. STEWART, Rolls-Royce plc., Filton, Bristol, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-219)

CERAMICS

Hot Isostatic Pressing of Sintered Alpha Silicon Carbide Turbine Components
M. O. TENEYCK and R. W. OHNSORG, Standard Oil Engineering Materials Co., Niagara Falls, NY and L. E. GROSECLOSE, Allison Turbine Division, GM, Indianapolis, IN
(ASME Paper No. 87-GT-161)

Applications of Ceramic Coating on the Turbine Blades of the AGTJ-100B
K. UCHIDA, A. KOGA, K. TESHIMA and M. ARAI, Engineering Research Association for Advanced Gas Turbines, Tokyo, JAPAN
(ASME Paper No. 87-GT-190)

AGT-101 Ceramic Gas Turbine Development
G. L. BOYD, M. L. EASLEY and D. M. KREINER, Garrett Turbine Engine Co., Phoenix, AZ
(ASME Paper No. 87-GT-228)

Development of Ceramic Hot Section Components for AGT-100 Gas Turbine
D. A. TURNER and R. L. HOLTMAN, Allison Gas Turbine, Indianapolis, IN
(ASME Paper No. 87-GT-79)

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/07

Stress Rupture of Ceramics: Time-Temperature Relationships
D. I. G. JONES, Materials Laboratory, Wright-Patterson Air Force Base, Dayton, OH
(ASME Paper No. 87-GT-81)

Mechanical Strength Characterization of Sintered Silicon Nitride Containing Oxide Additives
R. K. GOVILA, Ford Motor Co., Dearborn, MI
(ASME Paper No. 87-GT-80)

Mixed-Mode Fracture Criteria for Reliability Analysis and Design with Structural Ceramics
D. K. SHETTY, University of Utah, Salt Lake City, UT
(ASME Paper No. 87-GT-70)

Surface Flaw Reliability Analysis of Ceramic Components with the SCARE Finite Element Postprocessor Program
J. P. GYEKENYESI, NASA-Lewis Research Center, Cleveland, OH and N. N. NEMETH, WLT Corp., Brook Park, OH
(ASME Paper No. 87-GT-69)

NDE Reliability and Process Control for Structural Ceramics
G. Y. BAAKLINI, NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH
(ASME Paper No. 87-GT-8)

Ultrasonic Characterization of Ceramics
M. J. SLAVIN and J. M. GRUBER, Army Materials and Mechanics Research Center, Watertown, MA
(ASME Paper No. 87-GT-1)

Failure Prediction of Si_3N_4 Ceramics by NDE
J. P. SINGH, R. A. ROBERTS, J. J. VAITEKUNAS and W. A. ELLINGSON, Argonne National Laboratory, Argonne, IL
(ASME Paper No. 87-GT-7)

Advanced Ultrasonic NDE Methods for Characterizing Porosity in SiC
D. C. KUNERTH and K. L. TELSCHOW, Idaho National Engineering Laboratory, Idaho Falls, ID
(ASME Paper No. 87-GT-6)

CLOSED CYCLES

An Option for High Power in Space
R. V. BOYLE, Garrett Fluid Systems Company, Tempe, AZ and J. C. RIPLE, AiResearch Manufacturing Co., Torrance, CA
(ASME Paper No. 87-GT-262)

Solar Receiver Design for a Closed Cycle Gas Turbine Space Power System
H. J. STRUMPF and M. COOMBS, AiResearch Manufacturing Co., Torrance, CA
(ASME Paper No. 87-GT-252)

Flexibility of the Closed Brayton Cycle for Space Power
K. A. DAVIS, Garrett Fluid Systems Co., Tempe, AZ
(ASME Paper No. 87-GT-101)

Helium Circulator Design Considerations for Modular High Temperature Gas-Cooled Reactor Plant
C. F. McDONALD and M. K. NICHOLS, GA Technologies Inc., San Diego, CA
(ASME Paper No. 87-GT-138)

COAL UTILIZATION

Erosion Research on the U.S. Department of Energy Fossil Energy Materials Program
R. R. JUDKINS and R. A. BRADLEY, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN
(ASME Paper No. 87-GT-146)

Temperature Effect on Particle Dynamics and Erosion in Radial Inflow Turbine
W. TABAKOFF and A. HAMED, University of Cincinnati, Cincinnati, OH
(ASME Paper No. 87-GT-123)

Performance Deterioration of a Turbofan and a Turbojet Engine Upon Exposure to a Dust Environment
M. G. DUNN, C. PADOVA and J. E. MOLLER, Calspan Corp., Buffalo, NY and R. M. ADAMS, Hq. Defense Nuclear Agency, Alexandria, VA
(ASME Paper No. 87-GT-111)

Interpretation of Gas Turbine Response Due to Dust Ingestion
P. F. BATCHO, J. C. MOLLER, C. PADOVA and M. G. DUNN, Calspan Corp., Buffalo, NY
(ASME Paper No. 87-GT-112)

Computer Predictions of Erosion Damage in Gas Turbines
A. F. EL-SAYED, Zagazig University, Zagazig, EGYPT and A. BROWN, Royal Military College of Science, Swindon, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-127)

Ash Behavior During Combustion and Deposition in Coal-Fueled Gas Turbines
C. L. SPIRO, S. G. KIMURA and C. C. CHEN, General Electric Research and Development, Schenectady, NY
(ASME Paper No. 87-GT-267)

Direct Coal-Fueled Combustion Turbines
R. A. WENGLART, Allison Gas Turbine Div., GMC, Indianapolis, IN
(ASME Paper No. 87-GT-269)

Development of a High Pressure Dry Coal Feed System for a Two-Stage Slagging Gas Turbine Combustor
R. T. Le CREN and D. J. WHITE, Solar Turbines Inc., San Diego, CA
(ASME Paper No. 87-GT-270)

Development of Coal-Fueled Gas Turbine Systems for Electric Utility Application
R. J. THOMAN and D. A. HORAZAK, Combustor Turbine Div., Westinghouse Electric Corp., Concordville, PA, and F. A. HALS, AVCO Research Laboratory/Textron, Everett, MA
(ASME Paper No. 87-GT-271)

Combustion of Coal Water Mixtures with Thermal Preconditioning
M. NOVACK, G. ROFFE and G. MILLER, General Applied Science Laboratories, Inc., Ronkonkoma, NY
(ASME Paper No. 87-GT-268)

Combustion and Deposition in Coal Fired Turbines
C. C. CHEN, S. G. KIMURA and C. L. SPIRO, General Electric Research and Development, Schenectady, NY
(ASME Paper No. 87-GT-266)

Turbine Deposition, Erosion, and Corrosion Evaluation Using a Simplified Test Approach
R. A. WENGLART, Allison Gas Turbine Division of General Motors, Indianapolis, IN
(ASME Paper No. 87-GT-214)

Particle Transport Across the Transpired Turbulent Boundary Layer
H. KOZLV and J. F. LOUIS, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA
(ASME Paper No. 87-GT-265)

Feasibility Test of a Low Emissions Topping Combustor for Fluidized Bed Applications
R. V. GARLAND and P. W. PILLSBURY, Westinghouse Combustion Turbines, Concordville, PA
(ASME Paper No. 87-GT-272)

Coal-Fired Gas Turbine For Locomotive Propulsion
L. GREEN, JR., Energy Conversion Alternatives, Ltd., Washington, DC
(ASME Paper No. 87-GT-273)

Influence of Ambient Air Pressure on Pressure-Swirl Atomization
X. F. WANG, Purdue University, West Lafayette, IN and A. H. LEFEBVRE, Purdue University, West Lafayette, IN
(ASME Paper No. 87-GT-55)

Experiments on Spray Interactions in the Wake of a Bluff Body
R. C. RUDOFF, M. J. HOUSER and W. D. BACHALO, Aerometrics, Inc., Mountain View, CA
(ASME Paper No. 87-GT-48)

Experimental Study on Atomization of Plain Jet Injector Under High Pressure Co-Axial Air Flow
G. X. YANG, Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics, Beijing, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA and J. S. CHIN, Thermal Sciences and Propulsion Center, Purdue University, West Lafayette, IN
(ASME Paper No. 87-GT-56)

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Experimental Study on the Atomization of Plain Orifice Injector Under Uniform and Non-Uniform Cross Flowing Air Stream
Y. ZHANG, J. Y. ZHU and L. X. WANG, Jet Propulsion Laboratory, Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics, Beijing, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA and J. S. CHIN, Purdue University, West Lafayette, IN
(ASME Paper No. 87-GT-57)

COMBUSTION AND FUELS

Erosion Research on the U.S. Department of Energy Fossil Energy Materials Program
R. R. JUDKINS and R. A. BRADLEY, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN
(ASME Paper No. 87-GT-146)

Temperature Effect on Particle Dynamics and Erosion in Radial Inflow Turbine
W. TABAKOFF and A. HAMED, University of Cincinnati, Cincinnati, OH
(ASME Paper No. 87-GT-123)

Performance Deterioration of a Turbofan and a Turbojet Engine Upon Exposure to a Dust Environment
M. G. DUNN, C. PADOVA and J. E. MOLLER, Calspan Corp., Buffalo, NY and R. M. ADAMS, Hq. Defense Nuclear Agency, Alexandria, VA
(ASME Paper No. 87-GT-111)

Interpretation of Gas Turbine Response Due to Dust Ingestion
P. F. BATCHO, J. C. MOLLER, C. PADOVA and M. G. DUNN, Calspan Corp., Buffalo, NY
(ASME Paper No. 87-GT-112)

Computer Predictions of Erosion Damage in Gas Turbines
A. F. EL-SAYED, Zagazig University, Zagazig, EGYPT and A. BROWN, Royal Military College of Science, Swindon, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-127)

Experimental Evaluation of Fuel Injection Configurations for a Lean-Premixed Low NO_x Gas Turbine Combustor
K. O. SMITH, Solar Turbine Inc., San Diego, CA, F. R. KURZYNSKE, Gas Research Institute, Chicago, IL and L. C. ANGELLO, Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA
(ASME Paper No. 87-GT-141)

The Development of a Diesel Burning Combustion Chamber with a Multiple Jet Primary Zone
R. V. COTTINGTON, J. P. D. HAKLUYTT and J. R. TILSTON, Royal Aircraft Establishment, Pyestock, Farnborough, Hants., ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-140)

Swirl and Counterswirl Effects in Prefilming Airblast Atomizers
M. AIGNER, BBC Brown Boveri and Company, Ltd., Baden, Switzerland and S. WITTIG, Universitat Karlsruhe, Karlsruhe, FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-204)

Aspects of the Design of Swirlers as used in Fuel Injectors for Gas Turbine Combustors
C. A. MARTIN, Parker Hannifin Corp., Cleveland, OH
(ASME Paper No. 87-GT-139)

Spray Performance of a Hybrid Injector under Varying Air Density Conditions
A. K. JASUJA, Cranfield Institute of Technology, Cranfield, Bedford, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-155)

New Cycles for Methanol-Fueled Gas Turbines
S. KLAEYLE, R. LAURENT and F. NANDJEE, Electricite de France, Chatou, FRANCE
(ASME Paper No. 87-GT-175)

Reliable Operation of Gas Turbines on Crude Oil
L. MADERNI and S. GABELLA, Fiat TTG, Torino, ITALY
(ASME Paper No. 87-GT-176)

ITSL Coal Liquid as a Combustion Turbine Fuel
K. L. RIEKE and H. G. LEW, Westinghouse Electric Corp., Concordville, PA and W. C. ROVESTI, Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA
(ASME Paper No. 87-GT-157)

Prediction of Gas Turbine Combustor-Liner Temperature
Y. S. H. NAJJAR and R. M. DROUBI, King Abdulaziz University, Jeddah, SAUDI ARABIA
(ASME Paper No. 87-GT-177)

Combustion Gas Properties: Part 3—Prediction of Thermodynamic Properties of Combustion Gases of Aviation and Diesel Fuels
Ö. L. Gülder, National Research Council of Canada, Ottawa, Ontario, CANADA
(ASME Paper No. 87-GT-49)

Investigation of High-Altitude Ignition Performance of Several Chinese Jet Fuels with Different Properties
N.-K. CHEN, Beijing Institute of Aero and Astro, Beijing, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA
(ASME Paper No. 87-GT-178)

Current Gas Turbine Combustion and Fuels Research and Development
J. E. PETERS, University of Illinois, Urbana, IL
(ASME Paper No. 87-GT-107)

Conical Grid Plate Flame Stabilizer—Number and Size of Jet Shear Layers
A. F. ALI and G. E. ANDREWS, University of Leeds, Leeds, UK
(ASME Paper No. 87-GT-258)

Experimental Method for the Combustion Efficiency Calculation in a Reheat Duct
A. CADIOU, Office National d'Etues et de Recherches Aerospatiales, Palaiseau, FRANCE
(ASME Paper No. 87-GT-90)

Methods for Achieving a Combustion—Driven Pressure—Gain in Gas Turbines
J. A. C. KENTFIELD and M. O'BLENES, University of Calgary, Calgary, Alberta, CANADA
(ASME Paper No. 87-GT-126)

Prediction of the Combustion Performance of Aviation Kerosines Using a Novel Premixed Flame Technique
D. M. CARRIER and R. J. WETTON, Shell Research Ltd., Chester, UK
(ASME Paper No. 87-GT-125)

Preliminary Tests of Catalytic Combustion in a Small Gas Turbine
A. HOSHINO, S. KAJITA, Y. HAGIWARA, K. FUJIMOTO and J. KITAJIMA, Kawasaki Heavy Industries, Ltd., Akashi, JAPAN
(ASME Paper No. 87-GT-100)

Hybrid Catalytic Combustion for Stationary Gas Turbine Concept & Small Scale Test Results
T. FURUYA, T. HAYATA, S. YAMANAKA and J. KOEZUKA, Toshiba Corp., Kawasaki-City, JAPAN, T. YOSHINE, Toshiba Corp., Yokohama-City, JAPAN and A. OHKOSHI, Tokyo Electric Power Co., Chofu-City, Tokyo, JAPAN
(ASME Paper No. 87-GT-99)

Measurement of Temperature and Velocity Vector in a Combusting Environment Using Low-Cost Probes
M. B. KHALIL, Asecor Ltd., Manotic, Ontario, CANADA and E. G. PLETT, Carleton University, Ottawa, Ontario, CANADA
(ASME Paper No. 87-GT-91)

Correlations of Fuel Performance in a Full-Scale Commercial Combustor and Two Model Combustors
T. T. BOWDEN, Shell International Petroleum Co., London, UK, D. M. CARRIER and L. W. COURTENAY, Shell Research Ltd., Chester, UK
(ASME Paper No. 87-GT-89)

Full Engine Field Test and Approach to Improve Gas Turbine Combustion System
M. GIANOLA, Fiatt TTG, Torino, ITALY
(ASME Paper No. 87-GT-205)

Prediction of HO and CO Distribution in Gas Turbine Combustors
S. KAJITA, Kawasaki Heavy Industries, Ltd., Akashi, JAPAN and R. MATUMOTO, Nada-ku Kohe, JAPAN
(ASME Paper No. 87-GT-63)

Development of Dry Two-Stage Low NO_x Combustor For Gas Turbines
M. KURODA, N. IIZUKA, K. WADA and K. TOKUNAGA, Hitachi Works, Hitachi Ltd., Ibaraki-ken, JAPAN
(ASME Paper No. 87-GT-64)

Development of a Catalytic Combustor for Small Gas Turbines
K. MORI, J. KITAJIMA and S. KAJITA, Kawasaki Heavy Industries, Ltd., Akashi, JAPAN and S. ICHIHARA, Nippon Shokubai Kagaku Kogyo Co., Ltd., Himeji, JAPAN
(ASME Paper No. 87-GT-62)

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/09

Low Frequency Noise Emission From a Natural Gas Compressor Station
M. SIEMINSKI, BEB Erdgas und Erdol GmbH, Steimbke, FED REP. OF GERMANY and M. SCHNEIDER, Werner Genest Consulting Engineers GmbH, Ludwigshafen, FED. REP. OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-61)

Combustion and Deposition in Coal Fired Turbines
C. C. CHEN, S. G. KIMURA and C. L. SPIRO, General Electric Research and Development, Schenectady, NY
(ASME Paper No. 87-GT-266)

Turbine Deposition, Erosion, and Corrosion Evaluation Using a Simplified Test Approach
R. A. WENGLART, Allison Gas Turbine Division of General Motors, Indianapolis, IN
(ASME Paper No. 87-GT-214)

Particle Transport Across the Transpired Turbulent Boundary Layer
H. KOZLV and J. F. LOUIS, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA
(ASME Paper No. 87-GT-265)

Feasibility Test of a Low Emissions Topping Combustor for Fluidized Bed Applications
R. V. GARLAND and P. W. PILLSBURY, Westinghouse Combustion Turbines, Concordville, PA
(ASME Paper No. 87-GT-272)

Coal-Fired Gas Turbine For Locomotive Propulsion
L. GREEN, JR., Energy Conversion Alternatives, Ltd., Washington, DC
(ASME Paper No. 87-GT-273)

CONTROLS AND DIAGNOSTICS

Gas Turbine Fuel Control Systems for Unmanned Applications
R. HARRISON and M. S. YATES, Dowty & Smiths Industries Controls Ltd., Cheltenham, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-76)

Theoretical Principles of the Cylindrical, 2-Hole Pneumatic Probe
I. BIRRI and D. VOEGLTI, BBC Brown, Boveri & Company, Limited, Baden, SWITZERLAND
(ASME Paper No. 87-GT-151)

Electronic Trend Monitoring and Exceedance Recording System: A Means To Improved Reliability
M. G. MOORE, Semco Instruments, Inc., Hollywood, CA
(ASME Paper No. 87-GT-87)

Digital Controls for Gas Turbine Engines
K. ROBINSON, Dowty & Smiths Industries Controls Limited, Cheltenham, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-211)

A Triplex Fault Tolerant Digital Control
J. SLAGLE, Woodward Governor Co., Fort Collins, CO
(ASME Paper No. 87-GT-21)

Retrofit of a Modern Control System to an Early Design Gas Turbine
H. NIKKELS, Anchorage Municipal Light and Power, Anchorage, AK and D. LITTLE, Liburdi Engineering Ltd., Hamilton, Ontario, CANADA
(ASME Paper No. 87-GT-31)

A Model to Determine the Behaviour of a Pressure Measurement Equipment During Non-Static Operation of Gas Turbine Engines
K. U. LEMMER and J. HASS, Universitat Der Bundeswehr Hamburg, Hamburg, FED. REPUBLIC OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-128)

ELECTRIC UTILITIES

The Design and Development of an Advanced Heavy-Duty Gas Turbine
D. E. BRANDT, General Electric Co., Schenectady, NY
(ASME Paper No. 87-GT-14)

A High Performance PFB System for Utility Application
P. A. BERMAN, Westinghouse Electric Corp., Concordville, PA and J. A. HINDS, Public Service Electric & Gas Research Corporation, Newark, NJ
(ASME Paper No. 87-GT-36)

Development and Testing of the 13 MW Class Heavy Duty Gas Turbine MF-111
E. AKITA, K. AOYAMA, Y. TSUKUDA and I. FUKUE, Mitsubishi Heavy Industries, Takasago, JAPAN and S. AOKI, Turbo Machinery Research and Promotion Laboratory, Takasago, JAPAN
(ASME Paper No. 87-GT-37)

A Study of Thermodynamic Performance of CAES Plants Including Unsteady Effects
E. MACCHI and G. LOZZA, Politechnico Di Milano, Milano, ITALY
(ASME Paper No. 87-GT-23)

Topping the Groningen Steam Turbine Plant with a Gas Turbine
J. J. VEENEMA, Elektriciteits, Bedrijf Voor Groningen En Drethe, Groningen, NETHERLANDS, H. BRUECKNER and H. FINCKH, Kraftwerk Union AG, Erlangen, FED. REPUBLIC OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-38)

TG 50: The Evolution of a 100 MW Single Shaft Gas Turbine Through 12 Years of Operating Experience
A. MEROLA, Fiat TTG, Torino, ITALY
(ASME Paper No. 87-GT-154)

A Computer Program to Analyse Cogeneration Plant Heat Balances and Equipment Design
J. C. STEWART and C. F. HSUN, Power Systems Engineering Inc., Houston, TX
(ASME Paper No. 87-GT-27)

A Modified, High Efficiency, Recuperated Gas Turbine Cycle
M. A. EL-MASRI, Massachusettes Institute of Technology, Cambridge, MA
(ASME Paper No. 87-GT-13)

Applying Kalina Technology to a Bottoming Cycle for Utility Combined Cycles
A. L. KALINA, Exergy, Inc., Houston, TX and H. M. LIEBOWITZ, Exergy, Inc, Livermore, CA
(ASME Paper No. 87-GT-35)

Thermodynamic Study of an Indirect Fired Air Turbine Cogeneration System with Regeneration
F. F. HUANG and T. NAVMOWICZ, San Jose State University, San Jose, CA
(ASME Paper No. 87-GT-34)

Transient Behavior of Solar Heated Radiation Receivers for Small Gas Turbine Power Plants
K. BAMMERT, J. JOHANNING and H. LANGE, Institute for Turbomachinery, University of Hannover, Hannover, FED. REPUBLIC OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-33)

Results from the Phase II Test Using the High Temperature Developing Unit (HTDU)
S. AOKI, K. TESHIMA and M. ARAI, Engineering Research Association for Advanced Gas Turbines, Tokyo, JAPAN
(ASME Paper No. 87-GT-254)

Research and Development on the HPT of the AGTJ-100B
M. ARAI, T. IMAI, K. TESHIMA and A. KOGA, Engineering Research Association for Advanced Gas Turbines, Tokyo, JAPAN
(ASME Paper No. 87-GT-263)

Performance of the Integrated Gas and Steam Cycle (IGSC) for Reheat Gas Turbines
K. TAKEYA and H. YASUI, Engineering Research Association for Advanced Gas Turbines, Tokyo, JAPAN
(ASME Paper No. 87-GT-264)

Repowering Chesterfield #1 and #2 With Combined Cycle
J. L. CATINA, Virginia Power, Richmond, VA and H. L. FORTUNE, JR., Bechtel Corp.
(ASME Paper No. 87-GT-12)

Combined Cycle Repowering-Two Concepts at Virginia Power
J. L. CATINA, J. D. RIVES and J. R. LETARTE, Virginia Power, Richmond, VA
(ASME Paper No. 87-GT-2)

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/08.

Part Load Performance of the Intercooled Two-Shaft Gas Turbine with Power Output at Constant Speed on the High Pressure Shaft
N. GASPAROVIC and J. W. KIM, Technische Univ. Berlin, FED. REP. OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-3)

Optimizing the Design Conditions of a 100 MW CAES with Salt Dome Air Storage
A. J. KARALIS and E. J. SOSNOWICZ, United Engr. & Constructors, Philadelphia, PA and H. HASELBACHER, Brown Boveri & Co. Ltd., Baden, SWITZERLAND and J. ISTVAN, PB-KBB, Inc. Houston, TX
(ASME Paper No. 87-GT-42)

Boosting Steam Plant Thermal Efficiency and Power Output Through the Addition of Gas Turbines
J. P. VAN BUIJTENEN, J. J. LINNEMLEIJER and A. V. VAN LOON, Stork Boilers, Hengeo, THE NETHERLANDS
(ASME Paper No. 87-GT-4)

Aspects of Gas Turbine Noise Control in the Vicinity of Residential Areas
F. FLEISCHER and J. MANN, G and H Montage GmbH, Ludwigshafen, FED. REP. OF GERMANY and H. HIEMER, Solar Turbines Overseas Ltd., Brussels, BELGIUM
(ASME Paper No. 87-GT-5)

HEAT TRANSFER

Full Coverage Impingement Heat Transfer: The Influence of the Number of Holes
G. E. ANDREWS, J. DURANCE, C. I. HUSSAIN and S. N. OJOBOR, University of Leeds, Leeds, UK
(ASME Paper No. 87-GT-93)

Effect of Rib Angle on Local Heat/Mass Transfer Distribution in a Two-Pass Rib-Roughened Channel
P. R. CHANDRA, J. C. HAN and S. C. LAU, Texas A & M University, College Station, TX
(ASME Paper No. 87-GT-94)

The Influence of Rotation on the Heat Transfer Characteristics of Circular, Triangular and Square Sectioned Coolant Passages of Gas Turbine Rotor Blades
S. P. HARASGAMA, Royal Aircraft Establishment, Propulsion Dept., Farnborough, Hampshire, UK and W. D. MORRIS, University College of Swansea, Swansea, UK
(ASME Paper No. 87-GT-121)

Effects of Channel Aspect Ratio on Heat Transfer in Rectangular Passage Sharp 180-Deg. Turns
C. S. FAN and D. E. METZGER, Arizona State Univ., Tempe, AZ
(ASME Paper No. 87-GT-113)

Heat Transfer to Arrays of Impinging Jets in a Crossflow
B. R. HOLLWORTH, Clarkson University, Potsdam, NY and G. H. COLE, EG&G Idaho, Inc., Idaho Falls, ID
(ASME Paper No. 87-GT-198)

Application of the Transient Test Technique to Measure Local Heat Transfer Coefficients Associated with Augmented Airfoil Cooling Passages
J. SAABAS, S. C. ARORA and W. A. MESSEH, Pratt and Whitney Canada, Inc., Longueuil, Quebec, CANADA
(ASME Paper No. 87-GT-212)

Impingement Heat Transfer Within Arrays of Circular Jets, Part II: Effects of Crossflow in the Presence of Roughness Elements
T. A. TRABOLD and N. T. OBOT, Clarkson Univ., Potsdam, NY
(ASME Paper No. 87-GT-200)

A Review of Pin-Fin Heat Transfer for Turbine Cooling Applications
J. ARMSTRONG and D. WINSTANLEY, Garrett Turbine Engine Co., Phoenix, AZ
(ASME Paper No. 87-GT-201)

Turbulence Measurements in Turbine Blade Passages and Implications for Heat Transfer
W. J. PRIDDY, BP Research Centre, Middlesex, UK and F. J. BAYLEY, Univ. of Sussex, Brighton, UK
(ASME Paper No. 87-GT-195)

Modelling the Unsteady Flow in a Turbine Rotor Passage
D. J. DOORLY, University College, London, UK
(ASME Paper No. 87-GT-197)

Measurements of the Turbulent Transport of Heat and Momentum in Convexly Curved Boundary Layers: Effects of Curvature, Recovery and Free Stream Turbulence
J. KIM and T. W. SIMON, Univ. of Minnesota, Minneapolis, MN
(ASME Paper No. 87-GT-199)

A Trace Gas Technique to Study Mixing in a Turbine Stage
H. D. JOSLYN and R. P. DRING, United Technologies Research Center and T. L. BUTLER, Pratt & Whitney Aircraft, E. Hartford, CT
(ASME Paper No. 87-GT-118)

Effects of Injection on Condensation on a Film-Cooled Surface
W. P. WEBSTER, U.S. Dept. of Energy, Morgantown, WV and S. YAVUZKURT, Pennsylvania State Univ., University Park, PA
(ASME Paper No. 87-GT-136)

Procedures for Determining Surface Heat Flux Using Thin Film Gauges on a Coated Metal Model in a Transient Test Facility
J. E. DOORLY, University of Oxford, Oxford, U.K.
(ASME Paper No. 87-GT-95)

Computation of Full-Coverage Film-Cooled Airfoil Temperatures by Two Methods and Comparison with High Heat Flux Data
H. J. GLADDEN, F. C. YEH and P. J. AUSTIN, JR., NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH
(ASME Paper No. 87-GT-213)

Blade Temperature Measurements of Model V84.2 100 MW/60 Hz Gas Turbine
T. SCHULENBERG and H. BALS, Kraftwerk Union AG, Mülheim-Ruhr, FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-135)

Film Cooling of a Turbine Blade with Injection Through Two Rows of Holes in the Near Endwall Region
R. J. GOLDSTEIN and P. H. CHEN, Univ. of Minnesota, Minneapolis, MN
(ASME Paper No. 87-GT-196)

Prediction of Film Cooling by a Row of Holes with a Two-Dimensional Boundary Layer Procedure
B. SCHÖNUNG and W. RODI, University of Karlsruhe, Karlsruhe, FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-122)

Heat Transfer Measurements Downstream of a Two-Dimensional Jet Entering a Crossflow
S. WITTIG and V. U. SCHERER, Universität Karlsruhe, Karlsruhe, FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-119)

Time Averaged Heat-Flux Distributions and Comparison with Prediction for the Teledyne 702 HP Turbine Stage
M. G. DUNN, Calspan Corp., Buffalo, NY and R. E. CHUPP, Teledyne CAE, Toledo, OH
(ASME Paper No. 87-GT-120)

A Qualitative Method for Determining the Temperature Pattern of Run Gas Turbine Blades
G. McQUIGGAN and W. LINKERT, Westinghouse Canada, Inc., Hamilton, Ontario, CANADA
(ASME Paper No. 87-GT-102)

Investigation of the Heat Transfer in High Temperature Gas Turbine Vanes
T. SATO and K. TAKEISHI, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., Takasago City, JAPAN
(ASME Paper No. 87-GT-137)

Heat Transfer in Stepped Labyrinth Seals
S. WITTIG, K. JACOBSEN, U. SCHELLING and S. KIM, Universitat Karlsruhe, Karlsruhe, FED. REP. OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-92)

Film Cooling and Heat Transfer in Nozzles
J. STOLL and J. STRAUB, Lehrstuhl a für Thermodynamik, München, FED. REP. OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-117)

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04

MANUFACTURING MATERIAL AND METALLURGY

Centrispun High Alloy Steel Castings for the Gas Turbine Industry
P. G. NIXON, Firth Vickers Foundry Limited, Sheffield, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-206)

Gas Turbine Components: Better Methods to Determine Repairability and Innovations to Refurbish Parts
R. A. NATOLE, Hickham-Elbar Turbine Component Repair and Service, La Porte, TX
(ASME Paper No. 87-GT-66)

Rainbow Field Test of Coatings for Hot Corrosion Protection of Gas Turbine Hot Section Components
M. VAN ROODE, K. G. KUBARYCH and R. L. McCARRON, Solar Turbines Inc., San Diego, CA
(ASME Paper No. 87-GT-130)

Pack Cementation Coatings for Superalloys—History, Theory and Practise
G. W. GOWARD and L. W. CANNON, Turbine Components Corp., Branford, CT
(ASME Paper No. 87-GT-50)

The HF (Fluoride-Ion) Cleaning Technique for Super Alloys
A. L. CLAVEL and L. F. POCHET, Tri-Coating, Mt. Clemens, MI
(ASME Paper No. 87-GT-60)

New Materials for Fabricated Gas Turbine Hot Section Components
M. ROTHMAN and C. PATRIARCA, Cabot Corp., Kokomo, IN
(ASME Paper No. 87-GT-59)

Degradation of MCrALY Coatings by Inter-Diffusion with the Substrat
P. MAZARS, D. MANESSE, and C. LOPVET, Heurchrome, Colombes, FRANCE
(ASME Paper No. 87-GT-58)

MARINE

The FT8 High Performance Industrial and Marine Gas Turbine
W. H. DAY, United Technologies/Turbo Power, Farmington, CT
(ASME Paper No. 87-GT-242)

The Replacement Cruise Engine for the DDH 280 Tribal Class Destroyer
I. D. MACK and D. J. HURL, National Defence Headquarters, Ottawa, Ontario, CANADA
(ASME Paper No. 87-GT-243)

LM500 CODAG Propulsion for STANFLEX 300
L. T. DALEY, General Electric Co., Cincinnati, OH and T. MUNK, Royal Danish Navy, Copenhagen, DENMARK
(ASME Paper No. 87-GT-244)

Water Wash System for Marine Gas Turbine Inlet Filters
G. A. REINAUER, United Technologies Corp., Windsor Locks, CT
(ASME Paper No. 87-GT-246)

Marine Gas Turbines—Engine Health Monitoring—New Approaches
J. WALKER, Ministry of Defense, Bath, UK and A. SUMMERFIELD, Rolls Royce plc., Ansty, Coventry, UK
(ASME Paper No. 87-GT-245)

High Performance Gearing for Modern Naval Gas Turbine Propulsion Systems
J. B. KERPESTEIN, Royal Schelde, Vlissingen, NETHERLANDS
(ASME Paper No. 87-GT-247)

Experimental Investigation of Gas Turbine Recuperator Fouling
T. L. BOWEN, D. P. GUIMOND and R. K. MUENCH, David Taylor Naval Ship R&D Center, Annapolis, MD
(ASME Paper No. 87-GT-97)

Economic Considerations for a New Gas Turbine System in the U.S. Navy
J. C. NESS, David Taylor Naval Ship R&D Center, Annapolis, MD, C. B. FRANKS and R. L. SADALA, Advanced Technology, Arlington, VA
(ASME Paper No. 87-GT-98)

Thermodynamics and Performance Projections for Intercooled/Reheat/Recuperated Gas Turbine Systems
M. A. EL-MASRI, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA
(ASME Paper No. 87-GT-108)

Aerodynamic Design of a Power Turbine for an Aircraft Derivative Marine Gas Turbine
G. JI, Z. TAN and M. ZHANG, Marine Boiler and Turbine Research Institute, Harbin, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA
(ASME Paper No. 87-GT-9)

PIPELINES AND APPLICATIONS

Fire Detection and Suppression in Natural Gas Pipeline Compressor Stations
C. W. MEYER, Pacific Gas Transmission Co., San Francisco, CA
(ASME Paper No. 87-GT-103)

Observations of the Life and Overhaul Requirements of Aero Derivative Engines on Base Load Industrial Applications
P. LOWDEN and J. LIBURDI, Liburdi Engineering Limited, Hamilton, Ontario, CANADA
(ASME Paper No. 87-GT-105)

Blade Excitation Criteria Developed for Aero Derived Engines in Arctic Alaska
H. J. CLOUGH, Rolls Royce plc, Ansty, Coventry, UK
(ASME Paper No. 87-GT-104)

Design and Application of a Natural Gas Pipeline Optimization Program
J. GILMOUR, Gilmour Systems Engineering, San Francisco, CA
(ASME Paper No. 87-GT-260)

Software and Instrumentation to Monitor the Performance of Natural Gas Pipeline Turbine Systems
P. LEVINE, D. PATANJO and W. P. LAM, Fern Engineering, Inc., Cataumet, MA
(ASME Paper No. 87-GT-184)

From Fighter Aircraft to Pipeline: Development of the First "Third Generation" Aero-Derived Gas Turbine in the 16,000-18,000 HP Class
G. ROGERS, Ingersoll-Rand Canada, Inc., Don Mills, Ontario, CANADA and W. MATHERS, Ingersoll-Rand Inc., Phillipsburg, NJ
(ASME Paper No. 87-GT-185)

Compressor Station Noise Source Ranking Using Sound Intensity
R. H. PORTER, TransCanada Pipelines Ltd., Toronto, Ontario, CANADA
(ASME Paper No. 87-GT-240)

Sound Level Analysis for a Gas Turbine Driven Natural Gas Compressor Station
F. FLEISCHER and R. JOHNSON, G & H Montage GmbH, Ludwigshafen, FED. REPUBLIC OF GERMANY and H. HEIMER, Solar Turbines Overseas Ltd., Brussels, BELGIUM
(ASME Paper No. 87-GT-224)

Gas Turbine Exhaust Systems Specification—Design Considerations
R. MORRIS, Cullum Deturners Ltd., Heanor, Derbyshire, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-238)

Coping with Gas Turbine Emissions Regulations
J. C. SOLT, Solar Turbines Inc., San Diego, CA
(ASME Paper No. 87-GT-239)

Economic Justification of Magnetic Bearings and Mechanical Dry Seals for Centrifugal Compressors
S. O. UPTIGROVE, T. A. HARRIS, and D. O. HOLZNER, Nova, An Alberta Corp., Calgary, Alberta, CANADA
(ASME Paper No. 87-GT-174)

Explosive Decompression Resistance of Centrifugal Compressor O-Ring Seals: A Comparative Test Summary and Procedure
W. N. SHADE and D. W. LEGG, Energy Services Group of Cooper Industries, Mount Vernon, OH
(ASME Paper No. 87-GT-156)

Applications for Hydrocarbon Testing in Centrifugal Compressors
G. A. HUGHES, Dresser-Rand, Turbo Products Division, Olean, NY
(ASME Paper No. 87-GT-134)

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/02.

Application of Mechanical and Electrical Equipment in a Natural Gas Processing Plant
R. P. LANG, General Electric Co., Schenectady, NY and B. B. McCULLOUGH, Northwest Pipeline Corp., Salt Lake City, UT
(ASME Paper No. 87-GT-182)

PROCESS INDUSTRIES

A Reheat Gas Turbine Oilfield Cogeneration System
F. E. MORENO and P. J. DIVIRGILIO, Turbo Energy Systems, Inc., Los Altos, CA
(ASME Paper No. 87-GT-129)

Group Discussion Subject

Cogeneration Outlook—In a Depressed Energy Cost Environment

Performance and Reliability Improvements for Heavy Duty Gas Turbines
J. R. JOHNSTON, General Electric Co., Schenectady, NY
(ASME Paper No. 87-GT-24)

The Refrigerated Gas and Vapor Turbine Cycle
J. H. ANDERSON and F. M. LAUCKS, J. Hilbert Anderson, Inc., York, PA
(ASME Paper No. 87-GT-152)

An Effective System for Sealing Toxic Gases in Centrifugal Compressors
N. D. RONSKY and T. HARRIS, Novacorp International Consulting, Ltd., Calgary, Alberta, CANADA, C. P. CONQUERGOOD and I. DAIVES, Shell Canada Ltd., Calgary, Alberta, CANADA
(ASME Paper No. 87-GT-210)

STRUCTURES AND DYNAMICS

Effect of Fluid Inertia on the Performance of Squeeze Film Damper Supported Rotors
L. A. SAN ANDRES and J. M. VANCE, Texas A&M University, College Station, TX
(ASME Paper No. 87-GT-220)

Labyrinth Seal Coefficients for Small Motion of The Rotor About An Arbitrary Eccentricity Position
C. RAJAKUMAR, Swanson Analysis Systems, Inc., Houston, PA and F. SISTO, Stevens Institute of Technology, Hoboken, NJ
(ASME Paper No. 87-GT-194)

Cyclic Spinning Testing of Aero-Engine Disks
H. AONO, T. CHIKATA, R. SATOH, T. WAKATSUKI and M. HIKITA, Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd., Tokyo, JAPAN
(ASME Paper No. 87-GT-259)

Characterization of the Multiaxial States of Stress in an Uncooled Gas Turbine Blade
W. KOSCHEL and A. FISCHERSWORRING, Technical University of Aachen, Aachen, FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-261)

Unsteady Aerodynamic Interactions in a Multi-Stage Compressor
V. R. CAPECE and S. FLEETER, Purdue University, West Lafayette, IN
(ASME Paper No. 87-GT-171)

Unsteady Aerodynamic Measurements on a Rotating Compressor Blade Row at Low Mach Number
L. W. HARDIN, F. O. CARTA and J. M. VERDON, United Technologies Research Center, East Hartford, CT
(ASME Paper No. 87-GT-221)

Velocity Scaled Aeroelastic Testing of Advanced Turboprops
E. F. CRAWLEY and E. H. DUCHARME, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA
(ASME Paper No. 87-GT-209)

On Predicting the Resonant Response of Bladed Disk Assemblies
J. H. GRIFFIN, Carnegie Mellon University, Pittsburgh, PA
(ASME Paper No. 87-GT-158)

Composite Mechanics for Engine Structures
C. C. CHAMIS, NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH
(ASME Paper No. 87-GT-88)

Tensile Behavior of Glass Ceramic Composite Material at Elevated Temperatures
J. F. MANDELL, D. H. GRANDE and J. JACOBS, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA
(ASME Paper No. 87-GT-75)

Advanced Composite Turboprops: Modeling Structural and Dynamic Analyses
R. A. AIELLO, NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH and S. CHOU, Sverdrup Technologies, Inc., Middleburg Hts., OH
(ASME Paper No. 87-GT-78)

STAEBL/General Composites with Hygrothermal Effects
R. RUBENSTEIN, Sverdrup Technologies, Inc., Middleburg Hts., OH
(ASME Paper No. 87-GT-77)

Localization of Natural Modes of Vibration in Bladed Disks
O. O. BENDIKSEN and N. A. VALERO, Princeton University, Princeton, NJ
(ASME Paper No. 87-GT-46)

A Diagnosis of Failure of a Compressor Blade
J. A. KUBIAK, J. M. FRANCO, A. CARNERO, A. ROTHHIRSCH and E. J. AGUINNE, Instituto de Investigaciones Electricas, Cuernavaca, MEXICO
(ASME Paper No. 87-GT-45)

Friction Damping of Random Vibration in Gas Turbine Engine Airfoils
A. SINHA, The Pennsylvania State University, University Park, PA
(ASME Paper No. 87-GT-44)

Blade Excitation by Broadband Pressure Fluctuations in a Centrifugal Compressor
U. HAUPT and M. RAUTENBERG, University of Hannover, Hannover, FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY and A. N. ABDEL-HAMID, American University in Cairo, Cairo, EGYPT
(ASME Paper No. 87-GT-17)

TURBOMACHINERY

Unified Equation of Motion (UEM) Approach as Applied to S1 Turbomachinery Problems
S. ABDALLAH, C. F. SMITH and M. W. McBRIDE, The Pennsylvania State University, State College, PA
(ASME Paper No. 87-GT-179)

The Turbomachine Blading Design Achieved by Solving the Inverse Flow Field Problem
T. S. LUU and B. VINEY, LIMSI (CNRS), Orsay, FRANCE
(ASME Paper No. 87-GT-215)

Shock Embedding Discontinuous Solution of Elliptic Equation for Inverse Problem of Transonic S_2 Flow
H. CHEN and C. H. WU, Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Science, Beijing, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA
(ASME Paper No. 87-GT-115)

A Multi-Grid Algorithm for 2-D Transonic Potential Cascade Flow
W. JI, H. JIANG and R. CAI, Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Science, Beijing, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA
(ASME Paper No. 87-GT-180)

A New Method of Calculating Optimum Velocity Distribution Along the Blade Surface on Arbitrary Stream Surface of Revolution in Turbomachines
Z. ZOU and D. YUAN, Chinese Academy of Sciences, Beijing, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA
(ASME Paper No. 87-GT-30)

A Generalized Numerical Method for Solving Direct, Inverse and Hybrid Problems of Blade Cascade Flow by Using Streamline-Co-Ordinate Equation
N-X. CHEN and F-X. ZHANG, Chinese Academy of Sciences, Beijing, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA
(ASME Paper No. 87-GT-29)

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04

A Simplified Method for 3-D Potential Flow in Turbomachinery Using Vortex Sheet Boundary Conditions
H. JIANG, R. CAI and Y. ZHU, Chinese Academy of Sciences, Beijing, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA
(ASME Paper No. 87-GT-28)

Numerical Solution of Stream Function Equations in Transonic Flows
J. Z. XU, W. Y. NI and J. Y. DU, Chinese Academy of Sciences, Beijing, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA
(ASME Paper No. 87-GT-18)

Navier-Stokes Solution for Steady Two-Dimensional Transonic Cascade Flows
O. K. KWON, Allison Gas Turbine Division, General Motors Corp., Indianapolis, IN
(ASME Paper No. 87-GT-54)

An Influence of the Thickness of a Laminar Sublayer and Mixing Length Model on the Skin Friction and Heat Transfer in the Boundary Layer Flow
J. W. POLKOWSKI, BBC Brown, Boveri & Company, Ltd., Baden, SWITZERLAND
(ASME Paper No. 87-GT-68)

Calculation of Unsteady Turbulent Boundary Layers
O. K. KWON, General Motors Corp., Allison Gas Turbine Division, Indianapolis, IN, R. H. PLETCHER, Iowa State University, Ames, IA and R. A. DELANEY, General Motors Corp., Allison Gas Turbine Div., Indianapolis, IN
(ASME Paper No. 87-GT-53)

A Time Marching Method for Calculating S_2 Stream Surface Viscous Flow in a Single Rotor Compressor
N.-X. CHEN and L.-H. DAI, Chinese Academy of Sciences, Beijing, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA
(ASME Paper No. 87-GT-67)

Vice Chairman: B. V. JOHNSON, United Technologies Corp., East Hartford, CT

Flow Characteristics of Long Orifices With Rotation and Corner Radiusing
W. F. McGREEHAN and M. J. SCHOTSCH, General Electric Co., Cincinnati, OH
(ASME Paper No. 87-GT-162)

Prediction of Turbulent Source Flow Between Corotating Disks with an Anisotropic Two-Equation Turbulence Model
S. A. SHIRAZI and C. R. TRUMAN, University of New Mexico, Albuquerque, NM
(ASME Paper No. 87-GT-73)

Numerical Prediction of Turbulent Flow in Rotating Cavities
A. P. MORSE, University of Sussex, Brighton, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-74)

The Effect of Disc Geometry on Heat Transfer in a Rotating Cavity With a Radial Outflow of Fluid
P. R. FARTHING and J. M. OWEN, University of Sussex, Brighton, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-163)

Analysis of Windage Losses and Velocity Distribution for a Shrouded Rotating Disk
W. GAERTNER, MTU Motoren-und Turbine-Union Munchen GmbH, Munich, FED. REP. OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-186)

Comparison of Predicted and Measured Velocities in a Compressor Disk Drum Model
D. G. ALBERGA and G. E. STEPHENS, Pratt and Whitney Aircraft, East Hartford, CT and B. V. JOHNSON, United Technologies Research Center, East Hartford, CT
(ASME Paper No. 87-GT-208)

Labyrinth Seal Flow Measurement by Tracer Gas Injection
W. F. McGREEHAN, F. G. HAASER and L. T. SHERWOOD, General Electric Co., Cincinnati, OH
(ASME Paper No. 87-GT-187)

Windage Rise and Flowpath Gas Ingestion in Turbine Rim Cavities
F. HAASER, J. JACK and W. McGREEHAN, General Electric Co., Cincinnati, OH
(ASME Paper No. 87-GT-164)

Sealing of a Shrouded Rotor-Stator System with Pre-Swirl Coolant
Z. B. EL-OUN, P. H. NELLER and A. B. TURNER, University of Sussex, Brighton, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-72)

Numerical Predictions and Measurements of Discharge Coefficients in Labyrinth Seals
S. WITTIG, U. SCHELLING, S. KIM and K. JACOBSEN, Universitat Karlsruhe, Karlsruhe, FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-188)

Comparison Between Empirical and Numerical Labyrinth Flow Correlations
H. ZIMMERMANN and K. H. WOLFF, MTU Motoren-und Turbine, Munich, FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-86)

Numerical Solution of Three-Dimensional Turbulent Flows for Modern Gas Turbine Components
C. HAH, GE Corporate R&D, Schenectady, NY and J. LEYLEK, GE Aircraft Engine Business Group, Cincinnati, OH
(ASME Paper No. 87-GT-84)

The Design of Shock-Free Cascades Including Viscous Boundary Layer Effects
A. A. HASSAN, Arizona State University, Tempe, AZ
(ASME Paper No. 87-GT-71)

Computation of Incompressible Flow in Turbomachines Using the Primitive Variable Formulation
J. H. CHEN and S. A. ABDALLAH, The Pennsylvania State University, State College, PA
(ASME Paper No. 87-GT-85)

A New Time-Averaging Procedure for Compressible Unsteady Turbulent Flows
F. KREITMEIER, BBC Brown, Boveri & Company, Ltd., Baden, SWITZERLAND
(ASME Paper No. 87-GT-83)

Navier-Stokes Prediction of Transition, Loss and Heat Transfer in a Turbine Cascade
N. T. BIRCH, Rolls Royce plc., Derby, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-22)

Three-Dimensional Calculation of Wall Boundary Layer Flows in Turbomachines
W. L. LINDSAY, H. B. CARRICK and J. H. HORLOCK, The Open University, Milton Keynes, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-82)

Calculation of a Three-Dimensional Compressor Rotor Flow with a Navier Stokes Code
J. WARFIELD and B. LAKSHMINARAYANA, Pennsylvania State University, University Park, PA
(ASME Paper No. 87-GT-232)

A Discussion of the Mean S_2 Stream Surfaces Applied to Quasi 3D Calculation Programs for Turbomachinery Design
X. ZHU and Z. WANG, Harbin Institute of Technology, Harbin, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA
(ASME Paper No. 87-GT-150)

An Inviscid-Viscous Interaction Method to Predict the Boundary Layer with Separation Bubbles in S_1 Stream Surface
S. KANG and Z. WANG, Harbin Institute of Technology, Harbin, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA
(ASME Paper No. 87-GT-133)

Verification of Compressor Data Accuracy by Uncertainty Analysis and Testing Methods
N. POTI and D. RABE, U.S. Air Force, W-P AFB, OH
(ASME Paper No. 87-GT-165)

The Aeromechanical Response of an Advanced Transonic Compressor to Inlet Distortion
J. T. DATKO and J. A. O'HARA, U.S. Air Force, W-P AFB, OH
(ASME Paper No. 87-GT-189)

Characterization of Shock Wave End Wall Boundary Layer Interactions in a Transonic Compressor Rotor
D. C. RABE and A. J. WENNERSTROM, U.S. Air Force, W-P AFB, OH and W. F. O'BRIEN, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA
(ASME Paper No. 87-GT-166)

Secondary Flow, Turbulent Diffusion and Mixing in Axial-Flow Compressors
D. C. WISLER and R. C. BAUER, General Electric Co., Cincinnati, OH and T. H. OKIISHI, Iowa State University, Ames, OH
(ASME Paper No. 87-GT-16)

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/01

Vice Chairman: J. L. BETTNER, Allison Gas Turbines, Indianapolis, IN

The Measurement of Boundary Layers on a Compressor Blade in Cascade—Part I: A Unique Experimental Facility
S. DEUTSCH and W. C. ZIERKE, The Pennsylvania State University, State College, PA
(ASME Paper No. 87-GT-248)

The Measurement of Boundary Layers on a Compressor Blade in Cascade—Part II: Suction Surface Boundary Layers
S. DEUTSCH and W. C. ZIERKE, The Pennsylvania State University, State College, PA
(ASME Paper No. 87-GT-249)

The Measurement of Boundary Layers on a Compressor Blade in Cascade—Part III: Pressure Surface Boundary Layer and the Near Wake
S. DEUTSCH and W. C. ZIERKE, The Pennsylvania State University, State College, PA
(ASME Paper No. 87-GT-250)

Laser Doppler Velocimeter Measurement of Annulus Wall Boundary Layer in a Compressor Rotor
B. LAKSHMINARAYANA and K. N. S. MURTHY, The Pennsylvania State University, University Park, PA
(ASME Paper No. 87-GT-251)

Theoretical and Experimental Analysis of Two Compressor Cascades at Supercritical Flow Conditions
A. WEBER, M. FADEN and V. JAWTUSCH, DFVLR-Koln, Koln, FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-256)

Through-Flow Analysis of a Multi-Stage Compressor Operating at Near-Stall Conditions
R. P. DRING and H. D. JOSLYN, United Technologies Research Center, East Hartford, CT
(ASME Paper No. 87-GT-51)

Through Flow Models for Mass and Momentum Averaged Values
C. HIRSCH, Vrije Universiteit Brussel, Brussels, BELGIUM and R. P. DRING, United Technologies Research Center, East Hartford, CT
(ASME Paper No. 87-GT-52)

Experimental Analysis of the Flow in a Two Stage Axial Compressor at Off Design Conditions
A. MASSARDO and A. SATTA, Dipartimento di Ingegneria Energetica, Genova, ITALY
(ASME Paper No. 87-GT-65)

Off-Design Performance of Supersonic Compressors with Fixed and Variable Geometry
K.-D. BROICHHAUSEN, Motoren- und Turbinen-Union, München, FED. REPUBLIC OF GERMANY, H. E. GALLUS and R. MONIG, Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen, Aachen, FED. REPUBLIC OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-116)

Experimental Investigations of Flows Through a Plane Cascade at Large Angles of Attack with Separations
C. GU, L. LUO and Y. MIAO, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA
(ASME Paper No. 87-GT-96)

The Design of an Advanced Civil Fan Rotor
R. B. GINDER and W. J. CALVERT, Royal Aircraft Establishment; Ministry of Defense, Farnborough, UK
(ASME Paper No. 87-GT-218)

Application of Advanced Computational Codes in the Design of an Experiment for a Supersonic Throughflow Fan Rotor
J. R. WOOD, J. F. SCHMIDT, R. J. STEINKE, R. V. CHINA and W. G. KUNIK, NASA-Lewis Research Center, Cleveland, OH
(ASME Paper No. 87-GT-160)

Analytical Prediction of the Unsteady Lift on a Rotor Caused by Downstream Struts
A. C. TAYLOR, III and W. F. NG, Virginia Polytechnic Inst. and State Univ., Blacksburg, VA
(ASME Paper No. 87-GT-145)

Aerodynamics Characteristics Optimization of an Axial Turbine Exhaust Hood by Tests Based on an Orthogonal Design Approach
S.K. MAO, Y. Z. WEI and Y. L. MAY, Harbin Turbine Works, Harbin, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA
(ASME Paper No. 87-GT-149)

An Engineering Method for Solving Axial Flow Cascade Inverse Problem
R. CAI, Chinese Academy of Sciences, Beijing, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA
(ASME Paper No. 87-GT-147)

The Performance Estimation of Transonic Turbine at Design and Off-Design Conditions
M. GE, Chinese Academy of Sciences, Beijing, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA
(ASME Paper No. 87-GT-148)

Tip Leakage Flow in a Linear Turbine Cascade
J. MOORE and J. S. TILTON, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA
(ASME Paper No. 87-GT-222)

Pressure Distributions in the Tip Clearance Region of an Unshrouded Axial Turbine as Affecting the Problem of Tip Burnout
J. P. BINDON, University of Natal, Durban, SOUTH AFRICA
(ASME Paper No. 87-GT-230)

A Trade-Off Study of Rotor Tip Clearance Flow in a Turbine/Exhaust Diffuser System
S. FAROKHI, University of Kansas, Lawrence, KS
(ASME Paper No. 87-GT-229)

Wall Shear Stress Measurement in Blade End-Wall Corner Region
R. BHARGAVA and R. RAJ, Turbomachinery Laboratory, The City College of New York, New York, NY and D. R. BOLDMAN, NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH
(ASME Paper No. 87-GT-181)

Measurements of Secondary Flows and Turbulence in a Turbine Cascade Passage
P. ZUNINO, M. UBALDI and A. SATTA, Universita of Genova, Genova, ITALY
(ASME Paper No. 87-GT-132)

Growth of Secondary Losses and Vorticity in a Turbine Cascade
D. G. GREGORY-SMITH, University of Durham, Durham, ENGLAND, C. P. GRAVES, Gilbert Gilkes & Gordon, Ltd., Kendal, ENGLAND and J. A. WALSH, Logica Ltd., London, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-114)

The Circumferential Velocity Profile for Secondary Flow Calculations
K. D. PAPAILIOU, D. DOUVIKAS and J. KALDELLIS, National Technical University, Athens, GREECE
(ASME Paper No. 87-GT-255)

An Experimental Investigation into the Influence of Diameter-Blade Length Ratios on Secondary Flow Losses in Annular Cascades with Lean Blades
Z. WANG, W. HAN and W. XU, Harbin Institute of Technology, Harbin, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA
(ASME Paper No. 87-GT-131)

The Base Pressure and Loss of a Family of Four Turbine Blades
L. XU and J. D. DENTON, Cambridge University, Cambridge, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-202)

A Preliminary Study of the Effects of Thermal Barrier Coating Surface Roughness on the Boundary Layer Characteristics of Gas Turbine Aerofoils
R. M. WATT and J. L. ALLEN, University of Oxford, Oxford, ENGLAND and N. C. BAINES, Imperial College, London, ENGLAND, J. P. SIMONS and M. GEORGE, Rolls Royce plc., Filton, Bristol, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-223)

Real Gas Properties and Space Shuttle Main Engine Fuel Turbine Performance Prediction
G. J. HARLOFF, Sverdrup Technology, Inc., Middleburg Hts., OH
(ASME Paper No. 87-GT-106)

Euler Analysis of the Three Dimensional Flow Field of a High Speed Propeller: Boundary Condition Effects
M. NALLASAMY, Sverdrup Technology, Inc., Middleburg Hts., OH, B. J. CLARK and J. F. GROENEWEG, NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH
(ASME Paper No. 87-GT-253)

Unducted Fan Aerodynamic Design
L. H. SMITH, JR., General Electric Co., Cincinnati, OH
(ASME Paper No. 87-GT-233)

A Study of the Leading Edge Vortex no Counter-Rotating Prop-Fan Blades
C. M. VACZY, Hamilton Standard, Windsor Locks, CT and D. C. McCORMICK, United Technologies Research Center, E. Hartford, CT
(ASME Paper No. 87-GT-234)

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04

Numerical Computation of Unsteady Flows at Low Frequencies in the Last Stage of a Steam Engine
R. LATTERMAN and J. WACHTER, Institut fur Thermische Stromungsmaschinen, Univ. Stuttgart, Stuttgart, FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-143)

Shock-Induced Flow Oscillations in Steam Engine Diffusers
R. MAIER and J. WACHTER, Universitat Stuttgart, Institut fur Thermische Stromungsmaschinen, Stuttgart, FED. REPUBLIC OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-124)

Unsteady Flow Characteristics in a Centrifugal Compressor with Vaned Diffuser
A. N. ABDELHAMID, American University of Cairo, Cairo, EGYPT, U. HAUPT and M. RAUTENBERG, Inst. f. Turbomachinery, Hanover, FED. REPUBLIC OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-142)

Unsteady Pressure Distribution on Impeller Blades of a Centrifugal Pump at Off-Design Condition
K. KIKUYAMA, K. MINEMURA and Y. HASEGAWA, Nagoya University, Nagoya, JAPAN and M. MURAKAMI, Aichi Institute of Technology, Toyota, JAPAN
(ASME Paper No. 87-GT-144)

Measurements of the Unsteady Flowfield within the Stator Row of a Transonic Axial Flow Fan, Part I: Measurement in Analysis Technique
T. H. OKIISHI, Iowa State Univ., Ames, IA, A. J. STRAZISAR, J. J. ADAMCZYK, K. L. SUDER and M. D. HATHAWAY, NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH
(ASME Paper No. 87-GT-226)

Measurements of the Unsteady Flowfield within the Stator Row of a Transonic Axial Flow Fan, Part II: Results and Discussion
M. D. HATHAWAY, A. J. STRAZISAR, J. J. ADAMCZYK and K. L. SUDER, NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH and T. H. OKIISHI, Iowa State University, Ames, IA
(ASME Paper No. 87-GT-227)

Mixed-Flow Compressor Stage Design and Test Results with a Pressure-Ratio of 3:1
D. S. MUSGRAVE and N. J. PLEHN, Williams International, Walled Lake, MI
(ASME Paper No. 87-GT-20)

Swirling Impeller Flow
H. KRAIN, DFVLR, Koln, FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-19)

Comparisons of the Relative Effect of Tip Clearance on Centrifugal Impellers
A. ENGEDA, University of Hannover, Hannover, FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-11)

Influence of the Reynolds Number on the Performance of Centrifugal Compressors
R. A. STRUB, Winterthur, FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY, L. BONCIANI, Nuovo Pignone, Florence, ITALY, C. J. BORER, Dresser Industries, Olean, NY, M. V. CASEY, Sulzer Escher Wyss Ltd., Zurich, SWITZERLAND, S. L. COLE, Ingersoll-Rand, Phillipsburg, NJ, B. B. COOK, Transamerica Delaval, Trenton, NJ, J. KOTZUR, MAN Gutehoffnungshuette, Oberhausen, FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY, H. SIMON, Mannesmann Demang AG, Duisburg, FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY and M. A. STRITE, Elliott, Jeannette, PA
(ASME Paper No. 87-GT-10)

Experimental Aerodynamic Analysis Relative to Three High Pressure Ratio Centrifugal Compressors
Y. RIBAUD, ONERA, Chatillon, FRANCE
(ASME Paper No. 87-GT-153)

Analysis of Measurements in Vaned Diffusers of Centrifugal Compressors
W. STEIN and M. RAUTENBERG, University of Hannover, Hannover, FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-170)

Effect of Geometry on the Performance of Radial Vaneless Diffusers
Y. ZHU, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA and S. A. SJOLANDER, Carleton University, Ottawa, Ontario, CANADA
(ASME Paper No. 87-GT-169)

Characteristics of a Centrifugal Compressor with a Radial Shelf Diffuser
G. J. HANUS, Borg-Warner Research Center, Des Plaines, IL
(ASME Paper No. 87-GT-192)

Flow Investigations on Swirling Compressible Flow Through a Vaneless Radial Diffuser
D. P. AGRAWAL, S. M. YAHYA and D. N. REDDY, Indian Institute of Technology, New Delhi, INDIA
(ASME Paper No. 87-GT-193)

A Method for Calculating Turbulent Boundary Layers and Losses in the Flow Channels of Turbomachines
L. F. SCHUMANN, U.S. Army, ARTA-AVSCOM Propulsion Directorate, Cleveland, OH
(ASME Paper No. 87-GT-225)

Initial User Experience with an Artificial Intelligence Program for the Preliminary Design of Centrifugal Compressors
C. J. RUSSO, D. J. NICKLAUS and S. S. TONG, General Electric Co., Lynn, MA
(ASME Paper No. 87-GT-217)

Stability of Conical and Curved Annular Diffusers for Mixed Flow Compressors
A. WHITFIELD and A. ABIR, University of Bath, Bath, ENGLAND
(ASME Paper No. 87-GT-191)

Design Concept and Performance of a Multistage Integrally Geared Centrifugal Compressor Series for Maximum Efficiency and Operating Ranges
H. SIMON, Mannesmann Demag, Duisburg, FED. REP. OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-43)

Momentum Exchanges and Energy Transfers in Cross Flow Fans
J. MAZUR, Eaton Corp., Southfield, MI and T. SINGH, Wayne State University, Detroit, MI
(ASME Paper No. 87-GT-32)

Design Criteria and Efficiency Prediction for Radial Inflow Turbines
A. PERDICHIZZI, Politecnio di Milano, Milano, ITALY and G. LOZZA, Universita di Pavia, Pavia, ITALY
(ASME Paper No. 87-GT-231)

VEHICULAR AND SMALL TURBOMACHINES

Forecasting "Wooden Round" Reliability During Preliminary Design
H. WEAKS, Teledyne CAE, Toledo, OH
(ASME Paper No. 87-GT-41)

Applied Reliability Maintainability Methodology as a Function Within Life Cycle Cost
C. CURRY, Allison Gas Turbine Div., Indianapolis, IN
(ASME Paper No. 87-GT-172)

Gas Turbine Safety Improvement Through Risk Analysis
T. M. CROSBY and G. L. REINMAN, Pratt & Whitney Aircraft, West Palm Beach, FL
(ASME Paper No. 87-GT-15)

Analytical R&M Methods Applied to Forecasting Engine Logistics Requirements
D. E. SAUNDERS, General Electric Co., Lynn, MA
(ASME Paper No. 87-GT-40)

Analytical and Experimental Investigation of the Stability of the Rotor-Bearing System of a New Small Turbocharger
H. R. BORN, Brown, Boveri & Co., Ltd., Baden, SWITZERLAND
(ASME Paper No. 87-GT-110)

A Low NO_x Combustion System and a Ceramic Cross Flow Heat Exchanger for Small Gas Turbines
S. FÖRSTER and P. QUELL, KFA Jülich GMBH, Institut für Reaktorentwicklung/T, Jülich, FED. REP. OF GERMANY
(ASME Paper No. 87-GT-109)

Development of the AGT 101 Regenerator Seals
C. A. FUCINARI, Ford Motor Co., Dearborn, MI, J. K. VALLANCE, Ford Motor Co., Northville, MI and C. J. RAHNKE, Ford Motor Co., West Bloomfield, MI
(ASME Paper No. 87-GT-173)

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

資料

日本学術会議だより No.5

地域型研究機関設立（勧告）・学術予算の増額（要望）出される

昭和62年5月 日本学術会議広報委員会

日本学術会議は，去る4月22日から24日まで第102回総会（第13期の5回目の総会）を開催しました。今回の「日本学術会議だより」では，今総会で採択された勧告，要望等を中心として，同総会の議事内容をお知らせします。

総会報告

総会ではその第1日目に，会長からの経過報告，各委員会報告に続き，規則などの改正，勧告・要望等の6つの提案がなされ，同日の午前中に提案1件が，午後に各部会で審議した上，第2日目の午前中に3件が，第3日目の午前中に1件の採決が行われた。なお，総会前日の21日午前に連合部会が開催され，これらの案件の予備的な説明，質疑が行われ，第2日目の午後には，「21世紀へ向けてのエネルギー問題」についての自由討議が，第3日目の午後にはそれぞれの常置委員会，特別委員会が開催された。

また総会の冒頭に，先に逝去された北川晴雄会員（第7部副部長）を追悼して黙禱を捧げた後，新たに任命された鶴藤丞会員が紹介された。

第1日目の午前中にまず現代の「高度技術化社会」における人間の役割と対応及び「こころ」の健康の回復，増進の問題について総合的に検討するために「マン・システム・インターフェース（人間と高度技術化社会）特別委員会」を設置することが決定された。今期は余すところ約1年間であり，この特別委員会は各部から委員を選出して直ちに活動を開始した。第2日目の午前には，まず，第1常置委員会等で検討されてきた「日本学術会議の運営の細則に関する内規」の一部改正が採択された。改正の第一は，従来の地方区会議の名称を地区会議とし，広報委員会がこれを組織することとしたことであり，第二は日本学術会議が勧告等を出すに当たって整合性を考慮すべき過去に行った勧告等を3期前から後のものに限ることにしたことである。次に第6常置委員会が検討してきた日本学術会議の行う国際学術交流事業の実施に関する内規の改正が採択された。これは，今まで国際学術交流事業については，「団体加入」，「代表派遣」，「国際会議主催・後援」，及び「二国間学術交流」の基準があったが，これらを一つの内規にまとめたものであり，本会議の行う国際学術交流事業の見直しを今後行い，必要な自己改革を図る原則を定め，予算，組織等の基盤の拡充・強化に努めて，国際社会への学術的貢献を一層拡大してゆこうとする方針を確立したものである。

さらに本総会では，「地域型研究機関（仮称）の設立について」（勧告）と，「大学等における学術予算の増額について」（要望）の提案が，いずれも活発な質疑応答の後，賛成多数で採択され，直ちに内閣総理大臣始め関係諸機関等に送付された。（これらの詳細は別項所載のとおりである。）

また本総会では「医療技術と人間の生命特別委員会」の中間報告－いわゆる脳死に関する見解－を対外発表することに関する提案が行われた。これは同特別委員会が60年10月から審議を重ねてきたものであって，基本的には脳死を個体死とすべきであるとの主旨であった。日本学術会議の内規によれば，各委員会等の報告を外部に発表するには総会または運営審議会の承認を必要とすることになっており，この件は対外発表の可否を問うものとして総会に提案されたのであった。しかし，ことの重要性にかんがみ慎重論，時期尚早論の空気が強く，対外発表の可否を問う提案としては取り下げられ，総会でこの問題を討論することとなり，第2・3日目の両日にわたり活発な討論が行われた。

「地域型研究機関の設立について（勧告）」

我が国の基礎的学術研究の水準を一層高めるためには，各地域の研究を高度化し，地域の特色に基づく活発な国際対応を可能にする条件を整備しなければならない。

そのためには，地域の大学や研究機関を活性化するとともに，地域の研究者並びに社会の要請に即した課題について総合的なプロジェクトを実施し得る基盤を整備する必要である。

これを達成するためには，要所に地域型研究機関（「地域センター」という。）を置く必要がある。この地域センターは，地域の特性を活かした研究やその地域に深く関連する研究の拠点としての機能とともに，既存の研究機関及び研究領域の枠を越えて研究者の交流を促進する機能をもったものである。従って地域センターには，相互に利用し得る研究機器や研究資料を備える必要がある。

地域センターの規模・内容は，各地域の研究者の自主的・具体的要請によって異なるが，次のいずれかまたはこれ等を組み合わせた形態をもつ。

A　地域研究（area studies）を主とするもの
B　大型共同利用機器を備えるもの
C　中小型の研究機器及びその他の研究設備を備えるもの

なお，設置形態は，国公私立大学等の研究者が，平等に利用し得る国立の共同利用機関とし，官公庁，産業界にも自由に開かれたものを目指す。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/07

大学等における学術予算の増額について(要望)

「国が栄える時，そこには立派な大学がある」といわれる。大学において優れた人材が養成され，独創的かつ自主的な研究活動を通して学術が振興し，高い文化が形作られ新しい技術が生まれる。大学は，国際的にも学術交流の場として，広く世界の協調と平和のために基本的に重要な役割を果たしている。

しかし，現在，我が国における大学を中心とする学術研究の財政的基盤は極めて憂慮すべき事態におかれている。これは一つには国の財政事情によって，現行の概算要求の枠組みが強い制約になっているからであり，時代の進歩に即応した学術予算を組むことが非常に困難な情勢になっていて，しかも，このひずみは年毎に増幅されつつある。

文化国家としての実を挙げ，学術の振興を図るためには，まず，大学等における学術予算をこの際思いきって増強することが絶対に必要である。そのためには学術予算を組む上において，一般の予算要求のシーリングの別枠として，当面5年間の増額計画を策定する措置をとるよう強く要望する。なお，科学研究費補助金及び日本学術振興会の事業予算について，毎年少なくとも15%増加させ，5年間で倍増し，国公私立の大学への国費の支出についても，格段の増額を図るよう考慮されたい。

自由討議－21世紀へ向けてのエネルギー問題－

この自由討議は，今期設置された「資源・エネルギーと文化・経済・環境特別委員会（エネ特)」のメンバーが主となり，個人の立場で，来るべき21世紀へ向けてのエネルギー問題の展望と課題について意見を発表したものである。会長近藤次郎（エネルギー問題の基調講演)，第5部，エネ特委員長上之園親佐（エネルギー問題の研究動向と将来)，第5部垣花秀武（原子力の安全性，廃棄物処理並びに核拡散問題についての研究動向)，第3部，エネ特委員則武保夫（経済の立場からみた資源<特に石油>問題）の各会員がそれぞれ付記したサブテーマについて問題を提起した。これに続いて，第4部，エネ特委員澤田龍吉（環境問題に関連して)，第5部，エネ特委員山口梅太郎（資源問題に関連して)，第7部，エネ特委員梅垣洋一郎（健康問題に関連して)，第2部，エネ特委員小山　昇（社会問題に関連して)，第4部大島康行（グローバル・チェンジ・プログラム（ICSU))の各会員からコメントが提出された。さらに，出席会員のうち第2部及川　伸会員，第7部曲直部壽夫会員，第5部山口梅太郎会員，第4部西川　治会員，第2部関　寛治会員からコメントが提出された。

エネルギー問題は広い分野に関連しているが，文化とエネルギーについてのコメントが得られなかったのは惜しいことであった。この度の提起・提出された対象・論旨は多様であったが，あえて要約すると以下のようである。

人間は有史以来，指数関数的に人口が増加し，消費エネルギーも増大した。その結果放射能や大気汚染からの障害が問題となってきた。これら障害を絶無とすることは極めて重要である。熱エネルギーから電気エネルギーへの有効変換効率を高めて省エネルギー化をはかること，核燃料サイクルによって核燃料を有効に使用し，かつ廃棄物処理に関する研究は重要であること，石油資源は，現在すぐになくなることはないが，地下探査法と掘削技術を開発して資源評価を高めることが強調された。

社会福祉におけるケアワーカー(介護職員)の専門性と資格制度について(意見)

社会福祉・社会保障研究連絡委員会では，従来，我が国では全く問題とされていなかったケアワーカーの問題について，2月25日厚生大臣に表記の意見書を提出した。

意見書の中身の主要な点は，後期高齢者の増加に伴い，“重介護”を要するものが増えてきていることに対し，その介護を受けるものの人間としての尊厳に立った介護を担うケアワーカー（寮母職，家庭奉仕員及び家事援助者などのホーム・ヘルパーに類する職種の担い手）の専門性を明らかにし，その専門性に基づく資格制度を造ることによって質を高め，さらに量的拡大を図る必要がある。資格は，高校卒業後，最低6か月の実習を含んだ2年間の採用前訓練を条件とし，またその職務にふさわしい待遇を確立することなどである。

いずれも既に高齢化の進んでいる国々，例えばイギリス，西ドイツ，スウェーデンなどでは実現していることであり，今後，日本の高齢化社会の急速な進展を考えるとき，当然のことといえよう。

ことに，高齢時におけるケアワーカーの問題はその需要の広がりへのたんなる対応以上に大切である。それは，いわゆる“重介護”を要する高齢時において，その介護の在り方が，誰でもできるというものではないということである。その人の心身にあう介護を，直接身体に触れながら，多面的な要求にみあって，最後まで人間らしさを損なわずに行うことが，肝要である。そのためには，何よりもケアワーカーの倫理性，科学性，技能そしてそれらの統合された専門性が，欠くことのできないものである。

なお，以上の結論は，社会福祉・社会保障研連の委員会（月1回を原則）で，現場の実践を参考にし，約2年間の検討及び昨年12月9日に行った公開シンポジウム「高齢者問題と福祉サービス」（参加者約200名）の討論を基にまとめたものである。

日本学術会議第14期会員の選出に係る学術研究団体の登録について

日本学術会議会員の選出に係わって，「会員の候補者」を選定し，その推薦に当たる「推薦人」を指名し，届け出ることを希望する学術研究団体は，期ごとに日本学術会議に「登録」をする必要があります。

（従って，第13期における登録学術研究団体も，第14期会員の推薦のための登録学術研究団体となるためには，改めて第14期の「登録」が必要です。）

第14期会員の推薦のための登録学術研究団体となるためには，所定の様式による「学術研究団体登録申請書」を，**昭和62年6月30日までに日本学術会議会員推薦管理会に到達するように**提出しなければなりません。

「学術研究団体登録申請書」は，所定の様式と用紙がありますので，日本学術会議会員推薦管理会に請求してください。無料で送付します。

多数の学術研究団体の御協力により，「日本学術会議だより」を掲載していただくことができ，ありがとうございます。

なお，御意見・お問い合わせ等がありましたら下記までお寄せください。

〒106　港区六本木7—22—34
日本学術会議広報委員会
（日本学術会議事務局庶務課）
電話　03（403）6291

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0

報告

日本ガスタービン学会

(社) 日本ガスタービン学会
評議員・総会報告

総務理事

去る4月24日(金)，本学会の評議員会および通常総会が東京，機械振興会館において開催された。

第11期第2回評議員会は10時30分より開かれ，評議員の互選により鳥崎忠雄君が議長となり，議事が進められた。第11期会長に代り，同期総務主担当理事の田中英穂君による開会挨拶に引続き，まず，出席8名，委任状提出42名で同評議員会が成立することが宣言されたのち，以下の議案につき審議が行われ，いずれも承認された。すなわち，第11期事業報告，同期収支決算報告の各案を総会にはかることが認められた。同上の決算案については，一色尚次，今井兼一郎両監事による監査結果が田中英穂理事より報告された（両監事所用により欠席）。次いで，終身会員制導入に伴い，同資格に関し，細則第3条などの改正案が審議され，原案通り承認された。さらに名誉会員推薦案など総会にはかることが承認された。

第12期第1回評議員会が，11時20分より同会場で開催され，第12期評議員である鳥崎忠雄君を議長に選任，議事が進められた。まず，出席11名，委任状提出者43名で評議員会が成立することが宣言されたのち，以下の議案の審議が行われ，いずれも承認された。すなわち，第12期役員，第12期評議員，監事選挙結果報告，第12期事業計画，第12期予算などの諸案を総会にはかることになった。

同日，13時より第12期通常総会が機械振興会館地下2階ホールで開催された。すなわち，第11期佐藤豪会長の開会挨拶のあと，同君を総会議長に選出し，議事が進められた。同総会への出席30名，委任状提出者503名（会員数1,383名の1/5以上）で同総会成立が宣言されたのち，以下の議案の審議が行われた。すなわち，第11期事業報告，第11期収支決算報告につき，田中英穂総務（主担当）理事および中西健一総務（財務担当）理事（いずれも第11期）より説明があり，承認された。収支決算については，一色尚次，今井兼一郎両監事の監査結果として適正であるむね当日欠席の両監事に代り，議長より報告された。次いで第11期第2回評議員会で承認された上記細則改正について報告された。

後半は第12期に関する諸件の審議が行われた。まず，第12期役員選出の件では別掲どおり議決された。なお，第12期評議員・監事選挙結果も合せて報告された。次いで窪田雅男君，中田金市君および水町長生君を名誉会員とすることが承認された。

以上により第12期会長に稲葉興作君が選出され，第11期佐藤会長の退任の挨拶に引続き，第12期会長就任の挨拶がのべられた。ここで佐藤会長に代り，稲葉新会長が議長となり，以下の議事が進められた。総会の成立につき再確認が行われ，第12期事業計画，同期予算に関し，有賀一郎総務（主担当）理事および中西健一総務（財務担当）理事（いずれも第12期）より説明があり，別掲どおり承認された。

引続き議事録署名者の件がはかられ，最後に第12期副会長松木正勝君より閉会の挨拶が述べられ，総会を終了した。

総会に続いて，名誉会員推薦状授与式が行われた。

上記，窪田雅男君，中田金市君および水町長生君に対し，第11期佐藤会長より推薦状と記念品が贈呈され，これに応えてそれぞれ挨拶が述べられた。

第11期（昭和61年度）事業報告

1. 役員に関する各種会合

1.1 役員・評議

1.2 監事・評議員の選出

第11期監事・評議員の選出は定款第15条，第16条，細則第19条，第21条，第22条，第23条，第24条，第25条により選出した。

2. 会務処理に関する事項

2.1 理事会

会長・副会長他18名（内，総務担当5名，企画担当6名，編集担当7名）開催9回。

会議事項：第11期総会報告，第11期評議員会報告，第11期諸事業実施にともなう業務，第11期事業報告案，同決算案，第12期総会議案，第12期評議員会議案，同事業計画案，同予算案など。

2.2 評議員会

評議員66名，開催2回〔内訳：第11期第1回評議員会（出席12名，委任状提出者49名）（61.4.25），第11期第2回評議員会（62.4.24）〕

会議事項：第11期役員案，第11期事業計画案，同予算案，第11期事業報告案，同決算案，細則変更などの件の審議，承認。

2.3 総会

正会員全員，開催1回〔内訳：第11期通常総会〔出席36名，委任状提出者360名（会員数1,340名の1/5以上）〕（61.4.25）〕

会議事項：第11期役員，評議員選出，第11期事業計画，同予算，第10期事業報告，同決算などの件の審議，承認。

2.4 部門別理事・委員会

1) 総務
主担当理事　田中英穂　他12名　開催8回

2) 企画
主担当理事　平山直道　他13名　開催7回

3) 編集
主担当理事　森下輝夫　他17名　開催7回

2.5 選挙管理委員会
委員長　須之部量寛　他6名　開催3回

3. 調査研究事項

3.1 ガスタービン統計作成委員会
委員長　青木千明　他10名　開催2回
会議事項：わが国ガスタービン及び過給機生産に関する統計資料の蒐集および集計。

3.2 ガスタービン技術情報センター運営委員会
委員長　益田重明　他3名　開催2回
会議事項：同センター運営および整理その他資料蒐集。

3.3 組織検討委員会
委員長　田中英穂　他11名　開催2回
会議事項：Bulletin 発行準備と学会の将来像の検討。
前期審議事項の整理及び今後の方針の検討。

3.4 地方委員会
委員長　妹尾泰利　他10名　開催1回
会議事項：地方における見学会，技術懇談会の企画，地方行事に関する打合せ。

3.5 調査研究委員会
委員長　川口修　他6名　開催2回
会議事項：ガスタービンの燃焼器に関する諸問題とその対策事例に関する調査。

3.6 定期講演会委員会
委員長　森下輝夫　他5名　開催2回
会議事項：第15回定期講演会の企画。

3.7 学会賞審査委員会
委員長　窪田雅男
会議事項：特記事項なし。

3.8 次期国際会議準備委員会
委員長　松木正勝　他19名　開催1回
会議事項：次期国際会議開催に関する検討及びその準備。

3.9 秋季講演会（広島）委員会

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/19

委員長　有賀一郎　他5名　開催3回
会議事項：秋季講演会の企画。

4. 集会事業

特別講演会1回，定期講演会1回，秋季講演会1回，技術懇談会4回，見学会4回，ガスタービンセミナー1回，シンポジウム1回，特別講座1回。

	名称	講師	年月日	場所
1	特別講演会	永野治（石川島播磨重工）	61. 4.25	機械振興会館
2	第14回定期講演会	発表者23名	61. 6. 6	同上
3	第1回見学会		61. 6.27	東京電力富津火力発電所
4	第1回技術懇談会	上高原徹志（東京電力）	61. 6.27	同上
5	特別講座	浜田義次（ヤンマー）他8名	61.9.26/27	湯河原厚生年金会館
6	第2回見学会		61.10.31	三菱重工業㈱高砂製作所
7	第2回技術懇談会	日浦治也（三菱重工）	61.10.31	同上
8	シンポジウム	田村敦宏（航技研）他3名	61.11.21	航空宇宙技術研究所
9	秋季講演会（広島）	発表者22名	61.11.27	広島工業大学鶴会館
10	同上見学会		61.11.28	マツダ㈱ 三菱重工業㈱広島研究所
11	同上技術懇談会	片山一三（三菱重工）	61.11.28	同上
12	第15回セミナー	平田賢（東大）他10名	62.1.29/30	機械振興会館
13	第3回見学会		62. 2.27	東京都ガス有効利用発電施設
14	第3回技術懇談会	長坂俊夫（東京都）他1名	62. 2.27	同上

5. 出版事業

5.1 会　誌

本期発行した会誌は，14巻53号（1986－6），14巻54号（1986－9），14巻55号（1986－12），14巻56号（1987－3）で本文総ページ367，うち報告，行事内容，会告，後記など57ページである。

内容は下表のとおりである。（数字はページ数，括弧内は編数）

	技術論文	講義	論解説	資料	随筆	見聞記	研究だより	新製品紹介	報告	ニュース	行事案内	後記	その他
14巻53号		21 (2)	58 (10)	6 (1)	1.5 (1)				7 (1)	2 (1)	3.5 (5)	1 (2)	2 (3)
14巻54号	6 (1)	11 (1)	6 (1)	12 (1)	2 (1)	23 (12)		2.5 (1)		3.5 (2)	7 (8)	1 (2)	
14巻55号	9 (1)	29 (3)	34 (4)	6 (2)	1 (1)	4 (1)	5 (1)			4.5 (2)	4.5 (6)	1 (2)	8 (2)
14巻56号		15.5 (2)	40 (5)	2 (1)	1 (1)	5.5 (1)	2 (1)	7 (2)		5.5 (3)	5.5 (8)	1 (2)	

5.2 Gas Turbine Newsletter

ASME Gas Turbine Division より発行されている同誌を同部門の了解のもとに3回にわたり複写配布した。

1986－6　pp. 1－4
1986－10　pp. 1－5
1987－1　pp. 1－4

5.3 日本ガスタービン学会講演論文集

第14回定期講演会の講演論文集（161ページ）を発行した。

5.4 日本ガスタービン学会秋季講演会（広島）講演論文集

秋季講演会の講演論文集（132ページ）を発行した。

5.5 ガスタービンセミナー資料集

第15回ガスタービンセミナーのセミナー資料集（88ページ）を発行した。

6. 1987年国際ガスタービン会議準備委員会

標記会議の準備をすすめ，あらたに発足した組織委員会に以後の業務を委託した。

7. 会員数の異動状況

摘要	正会員	学生会員	賛助会員
本期末会員数	1,385	22	117
前期末会員数	1,324	26	108
差引増減	61	△4	9

第11期（昭和61年度）収支決算

1. 収支計算書総括表

1.1 収入の部

自 昭和61年4月 1日
至 昭和62年3月31日

勘定科目	合計	一般会計	国際会議等別会計
基本財産運用収入	350,160円	350,160円	0円
会費収入	13,654,400	13,654,400	0
入会金収入	62,000	62,000	0
事業収入	7,161,800	7,161,800	0
雑収入	1,753,908	1,296,687	457,221
受入金収入	3,800,000	3,800,000	0
引当金取崩収入	1,200,000	1,200,000	0
前期繰越収支差額	21,768,692	6,853,107	14,915,585
収入合計	49,750,960	34,378,154	15,372,806

1.2 支出の部

勘定科目	合計	一般会計	国際会議等別会計
管理費	20,086,550円	18,493,212円	1,593,338円
出版事業費	4,796,775	4,796,775	0
集会事業費	3,258,749	3,258,749	0
調査研究事業費	71,140	71,140	0
表彰事業費	0	0	0
雑費	0	0	0
予備費	0	0	0
一般会計繰入金	3,800,000	0	3,800,000
支出金	1,000,000	0	1,000,000
引当金	5,000,000	0	5,000,000
支出合計	38,013,214	26,619,876	11,393,338
次期繰越収支差額	11,737,746	7,758,278	3,979,468

2. 貸借対照表総括表

2.1 資産の部

（昭和62年3月31日現在）

科目	合計	一般会計	国際会議等別会計
流動資産合計	11,959,883円	7,980,415円	3,979,468円
有形固定資産合計	0	0	0
その他の固定資産合計	21,126,266	16,126,266	5,000,000
固定資産合計	21,126,266	16,126,266	5,000,000
資産合計	33,086,149	24,106,681	8,979,468

2.2 負債の部

科目	合計	一般会計	国際会議等別会計
流動負債合計	222,137円	222,137円	0円
固定負債合計	4,600,000	4,600,000	0
負債合計	4,822,137	4,822,137	0

2.3 正味財産の部

科目	合計	一般会計	国際会議等別会計
基金	6,014,266円	6,014,266円	0円
剰余金合計	22,249,746	13,270,278	8,979,468
正味財産合計	28,264,012	19,284,544	8,979,468
負債及び正味財産合計	33,086,149	24,106,681	8,979,468

3. 一般会計の部

3.1 収支計算の部

1）収入の部

自 昭和61年4月 1日
至 昭和62年3月31日

勘定科目 大科目	中科目	小科目	予算額	決算額	差異	備考
基本財産運用収入	基本財産利息収入	基本財産	360,000円	350,160円	9,840円	
		定期預金利息収入	360,000	350,160	9,840	
			360,000	350,160	9,840	
事業収入	集会事業収入		5,885,000	7,161,800	△1,276,800	
			4,385,000	5,443,000	△1,058,000	
		定期講演会収入	720,000	826,000	△106,000	1回開催
		見学会技術懇談会収入	200,000	537,000	△337,000	3回開催
		シンポジウム収入	120,000	84,000	36,000	1回開催
		ロングセミナー収入	1,800,000	2,504,000	△704,000	1回開催
		特別講座収入	800,000	780,000	20,000	1回開催
		秋季講演会収入	745,000	712,000	33,000	1回開催
	出版事業収入		1,500,000	1,718,800	△218,800	
		広告収入	1,500,000	1,718,800	△218,800	
		名簿販売収入	0	0	0	
		生産統計販売収入	0	0	0	
入会金収入	正会員入会金収入		40,000	62,000	△22,000	
		正会員入会金収入	30,000	46,500	△16,500	93名
			30,000	46,500	△16,500	
	学生会員入会金収入		5,000	3,500	1,500	
		学生会員入会金収入	5,000	3,500	1,500	7名
	賛助会員入会金収入		5,000	12,000	△7,000	
		賛助会員入会金収入	5,000	12,000	△7,000	12社
会費収入	正会員会費収入		12,850,000	13,654,400	△804,400	
		正会員会費収入	5,000,000	5,513,200	△513,200	1,409名
			5,000,000	5,513,200	△513,200	
	学生会員会費収入		50,000	42,000	8,000	
		学生会員会費収入	50,000	42,000	8,000	21名
	賛助会員会費収入		7,800,000	8,099,200	△299,200	
		賛助会員会費収入	7,800,000	8,099,200	△299,200	135口分
雑収入	受取利息		922,000	1,296,687	△374,687	
			872,000	862,177	9,823	
		運用財産定期預金利息	252,000	558,702	△306,702	
		運用財産普通預金利息	20,000	12,775	7,225	
		表彰事業基金定期預金利息収入	300,000	145,350	154,650	
		国際交流基金定期預金利息収入	300,000	145,350	154,650	
	雑収入		50,000	434,510	△384,510	
		雑収入	50,000	434,510	△384,510	
受入金	受入金収入		3,800,000	3,800,000	0	
			3,800,000	3,800,000	0	
		表彰事業基金	3,800,000	3,800,000	0	
引当金取崩収入	引当金取崩収入		1,200,000	1,200,000	0	
			1,200,000	1,200,000	0	
		表彰事業基金	1,200,000	1,200,000	0	
前期繰越収支差額	前期繰越収支差額		6,853,107	6,853,107	0	
			6,853,107	6,853,107	0	
		前期繰越収支差額	6,853,107	6,853,107	0	
収入合計			31,910,107	34,378,154	△2,468,047	

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0

2) 支出の部

勘定科目 大科目	中科目	小科目	予算	決算	差異	備考
管理費	給料手当		18,191,000円	18,493,212円	△302,212円	
		給与	7,130,000	7,010,412	119,588	
		諸手当	6,930,000	6,860,412	49,588	
			200,000	130,000	70,000	
	退職給与引当金繰入額		400,000	400,000	0	
		退職給与引当金繰入額	400,000	400,000	0	
	福利厚生費		300,000	465,051	△165,051	
		社会保険費	300,000	465,051	△165,051	
	会議費		1,100,000	1,169,133	△69,133	
		理事会費	400,000	586,826	△186,826	
		評議員会費	100,000	110,500	△10,500	
		総会費	200,000	166,830	33,170	
		委員会費	400,000	304,977	95,023	
	選挙費		300,000	261,267	38,733	
		評議員選挙費	300,000	261,267	38,733	
	旅費・交通費		550,000	477,990	72,010	
		旅費	250,000	191,240	58,760	
		交通費	300,000	286,750	13,250	
	什器・備品費		35,000	7,800	27,200	
		什器・備品費	30,000	0	30,000	
		図書費	5,000	7,800	△2,800	
	消耗品費		300,000	516,611	△216,611	
		消耗品費	300,000	516,611	△216,611	
	印刷費		180,000	311,300	△131,300	
		印刷費	180,000	311,300	△131,300	
	通信運搬費		540,000	668,698	△128,698	
		通信運搬費	540,000	668,698	△128,698	
	賃借費		1,866,000	1,831,910	34,090	
		事務所借用費	1,716,000	1,716,000	0	
		光熱水料費	150,000	115,910	34,090	
	諸謝金		35,000	30,600	4,400	
		諸謝金	35,000	30,600	4,400	
	負担金		125,000	135,200	△10,200	
		日内連会費	120,000	120,000	0	
		共催分担金	5,000	15,200	△10,200	
	雑費		330,000	207,240	122,760	
		雑費	330,000	207,240	122,760	
	表彰事業基金繰入額		5,000,000	5,000,000	0	
		表彰事業基金繰入額	5,000,000	5,000,000	0	
出版事業費	会議費		4,400,000	4,796,775	△396,775	
			100,000	130,400	△30,400	
		編集委員会費	100,000	130,400	△30,400	
	通信運搬費		350,000	370,855	△20,855	
		会誌発送費	350,000	370,855	△20,855	
	印刷製本費		3,500,000	3,769,240	△269,240	
		会誌製作費	3,500,000	3,769,240	△269,240	
	諸謝金		450,000	526,280	△76,280	
		会誌原稿料	450,000	526,280	△76,280	
集会事業費	会議費		3,810,000円	3,258,749円	551,251円	
			100,000	125,290	△25,290	
		企画委員会費	100,000	125,290	△25,290	
	臨時雇賃金		20,000	20,000	0	
		定期講演会臨時雇賃金	20,000	20,000	0	
	旅費・交通費		120,000	44,200	75,800	
		定期講演会旅費交通費	30,000	14,000	16,000	
		G/Tセミナー旅費交通費	30,000	8,000	22,000	
		特別講座旅費交通費	60,000	22,200	37,800	
	通信運搬費		550,000	391,992	158,008	
		特別講演会通信費	54,000	0	54,000	
		見学会技術懇談会通信費	162,000	75,400	86,600	
		シンポジウム通信費	54,000	0	54,000	
		定期講演会通信運搬費	60,000	117,036	△57,036	
		G/Tセミナー通信運搬費	130,000	84,826	45,174	
		特別講座通信運搬費	50,000	90,330	△40,330	
		秋季講演会通信運搬費	40,000	24,400	15,600	
	印刷製本費		580,000	552,850	27,150	
		定期講演会印刷製本費	250,000	236,800	13,200	
		G/Tセミナー印刷製本費	180,000	166,000	14,000	
		秋季講演会印刷製本費	150,000	150,050	△50	
	賃借料		509,000	442,750	66,250	
		特別講演会会場費	30,000	31,800	△1,800	
		シンポジウム会場費	30,000	0	30,000	
		定期講演会会場費	150,000	141,100	8,900	
		G/Tセミナー会場費	200,000	183,400	16,600	
		特別講座会場費	49,000	47,850	1,150	
		秋季講演会会場費	50,000	38,600	11,400	
	諸謝金		636,000	455,543	180,457	
		特別講演会謝礼	59,000	11,111	47,889	
		技術懇談会謝礼	67,000	33,332	33,668	
		シンポジウム謝礼	30,000	22,220	7,780	
		G/Tセミナー謝礼	250,000	277,770	△27,770	
		特別講座謝礼	180,000	99,999	80,001	
		秋季講演会謝礼	50,000	11,111	38,889	
	雑費		1,295,000	1,226,124	68,876	
		特別講演会雑費	40,000	2,000	38,000	
		見学会技術懇談会雑費	35,000	216,716	△181,716	
		シンポジウム雑費	20,000	1,600	18,400	
		定期講演会雑費	300,000	243,921	56,079	
		G/Tセミナー雑費	100,000	164,014	△64,014	
		特別講座雑費	200,000	234,609	△34,609	
		秋季講演会雑費	600,000	363,264	236,736	
調査研究事業費	会議費		268,000	71,140	196,860	
			168,000	47,740	120,260	
		生産統計作成委員会費	30,000	26,740	3,260	
		技術情報センター委員会費	28,000	8,000	20,000	
		調査研究委員会費	110,000	13,000	97,000	
	通信運搬費		25,000	19,000	6,000	
		生産統計発送費	20,000	12,000	8,000	
		技術情報センター通信費	5,000	7,000	△2,000	
	賃料費		5,000	0	5,000	
		技術情報センター賃料費	5,000	0	5,000	
	雑費		70,000	4,400	65,600	
		生産統計関係雑費	10,000	0	10,000	
		技術情報センター関係雑費	20,000	4,400	15,600	
		調査研究関係雑費	40,000	0	40,000	
表彰事業費	委員会費		215,000円	0円	215,000円	
			200,000	0	200,000	
		委員会費	200,000	0	200,000	
	通信運搬費		15,000	0	15,000	
		通信運搬費	15,000	0	15,000	
	雑費		0	0	0	
		雑費	0	0	0	
予備費	予備費		300,000	0	300,000	
			300,000	0	300,000	
		予備費	300,000	0	300,000	
支出合計			27,184,000	26,619,876	564,124	
次期繰越収支差額			4,726,107	7,758,278	△3,032,171	

3.2　正味財産増減計算の部

1) 増加の部

勘定科目 大科目	中科目	決算額	備考
資産増加額		5,000,000円	
	基本財産受入額	0	
	備品増加額	0	
	引当金増加額	5,000,000	表彰事業基金積立
	権利金預入額	0	
前期繰越増減差額		1,712,000	
	前期繰越増減差額	1,712,000	
増加額合計		6,712,000	

2) 減少の部

勘定科目 大科目	中科目	決算額	備考
資産減少額		1,200,000円	
	備品償却額	0	
	引当金取崩額	1,200,000	国際会議準備引当金取崩
基本金増加額		0	
	基本金組入額	0	
減少額合計		1,200,000	
次期繰越増減差額		5,512,000	
剰余金合計		13,270,278	

3.3　貸借対照表

（昭和62年3月31日現在）

（資産の部）	
Ⅰ 流動資産	
1. 現金預金	7,980,415円
流動資産合計	7,980,415
Ⅱ 固定資産	
1. 有形固定資産	
1. 什器備品	0
有形固定資産合計	0
2. その他の固定資産合計	
1. 貸付信託・定期預金（注1）	6,014,266
2. 表彰事業基金積立金	5,000,000
3. 退職給与積立金	4,600,000
4. 権利金	512,000
その他の固定資産合計	16,126,266
固定資産合計	16,126,266
資産の部合計	24,106,681
（負債の部）	
Ⅰ 流動負債	
1. 預り金	222,137円
流動負債合計	222,137
Ⅱ 固定負債	
1. 退職給与引当金	4,600,000
固定負債合計	4,600,000
負債の部合計	4,822,137
（正味財産の部）	
Ⅰ 基金	6,014,266円
Ⅱ 剰余金	
次期繰越収支差額	7,758,278
次期繰越増減差額	5,512,000
剰余金合計	13,270,278
正味財産合計	19,284,544
負債及び正味財産の部合計	24,106,681

注1：基金たる資産

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/02

4. 国際会議特別会計の部

4.1 収支計算の部

1) 収入の部

自 昭和61年4月 1日
至 昭和62年3月31日

勘定科目 大科目	中科目	小科目	予算額	決算額	差異	備考
雑収入	受取利息		460,000円	457,221円	2,779円	
		普通預金利息	360,000	223,868	136,132	
		定期預金利息	60,000	1,165	58,835	
			300,000	222,703	77,297	
	雑収入		100,000	233,253	△133,253	
		雑収入	100,000	233,253	△133,253	
前期繰越収支差額	前期繰越収支差額		14,915,585	14,915,585	0	
			14,915,585	14,915,585	0	
		前期繰越収支差額	14,915,585	14,915,585	0	
収入合計			15,375,585	15,372,806	2,779	

2) 支出の部

勘定科目 大科目	中科目	小科目	予算額	決算額	差異	備考
管理費	会議費		1,800,000円	1,593,338円	206,662円	
		会議費	500,000	370,090	129,910	
			500,000	370,090	129,910	
	印刷費		1,000,000	470,008	529,992	
		印刷費	1,000,000	470,008	529,992	
	通信費		100,000	552,492	△452,492	
		通信費	100,000	552,492	△452,492	
	雑費		200,000	200,748	△748	
		雑費	200,000	200,748	△748	
予備費	予備費		1,000,000	0	1,000,000	
			1,000,000	0	1,000,000	
		予備費	1,000,000	0	1,000,000	
支出金	支出金		3,800,000	4,800,000	△1,000,000	
			3,800,000	4,800,000	△1,000,000	
		表彰事業基金支出	3,800,000	3,800,000	0	
		国際会議負担金	0	1,000,000	△1,000,000	
引当金	国際交流基金引当金		5,000,000	5,000,000	0	
			5,000,000	5,000,000	0	
		国際交流基金引当金	5,000,000	5,000,000	0	
支出合計			11,600,000	11,393,338	206,662	
次期繰越収支差額			3,775,585	3,979,468	△203,883	

4.2 正味財産増減計算の部

1) 増加の部

勘定科目 大科目	中科目	決算額	備考
資産増加額		5,000,000円	
	引当金	5,000,000	国際交流基金積立
	備品増加額	0	
前期繰越増減差額		0	
	前期繰越増減差額	0	
増加額合計		5,000,000	

2) 減少の部

勘定科目 大科目	中科目	決算額	備考
資産減少額		0円	
	備品償却額	0	
減少額合計		0	
次期繰越増減差額		5,000,000	
剰余金合計		8,979,468	

4.3 貸借対照表

（昭和62年3月31日現在）

（資産の部）

I 流動資産	
1. 現金預金	3,979,468円
流動資産合計	3,979,468
II 固定資産	
1. 有形固定資産	0
有形固定資産合計	0
2. その他の固定資産	
1. 国際交流基金積立	5,000,000
その他の固定資産合計	5,000,000
固定資産合計	5,000,000
資産の部合計	8,979,468

（負債の部）

I 流動負債	0円
流動負債合計	0
II 固定負債	0
固定負債合計	0
負債の部合計	0

（正味財産の部）

I 基金	0円
II 剰余金	
次期繰越収支差額	3,979,468
次期繰越増減差額	5,000,000
剰余金合計	8,979,468
正味財産合計	8,979,468
負債及び正味財産の部合計	8,979,468

5. 財産目録

（昭和62年3月31日現在）

（資産の部）

1. 銀行預金		
貸付信託	三井信託銀行新宿西口支店（注1）	16,000,000円
定期預金	三井信託銀行新宿西口支店（注2）	14,266
普通預金	三井信託銀行新宿西口支店（注3）	10,385
	第一勧業銀行西新宿支店（注3）	726,582
	第一勧業銀行西新宿支店（注4）	328,017
2. 中期国債ファンド	野村証券（注3）	11,843,448
	野村証券（注4）	3,651,451
3. 権利金	（注5）	512,000
	計	33,086,149

（負債の部）

1. 預り金	222,137円
2. 退職給与引当金	4,600,000
計	4,822,137
差引正味財産	28,264,012

（注1） 基本財産たる資産（600万）
国際交流基金たる資産（500万円）
表彰事業基金たる資産（500万円）
（注2） 基本財産たる資産
（注3） 一般会計運用財産たる資産
退職給与引当金たる資産（460万円）
（注4） 特別会計資産
（注5） 第3工新ビル4F402号室敷金

6. 預り金

（昭和62年3月31日現在）

科目	金額	預り金の種類
前受会費	185,500円	62年度会費
雇用保険料	36,637	61年度雇用保険料
合計	222,137	

監査の結果，ここに報告された決算報告書は，適正に表示していることを認める。

監事　一色尚次

今井兼一郎

第12期（昭和62年度）役員および評議員

（敬略，五十音順）

理事

会長　稲葉興作

副会長　松木正勝

総務　有賀一郎（主担当），大田英輔，加藤正敏，中西健一，山崎慎一

企画　高原北雄（主担当），秋葉雅史，大橋秀雄，沢田照夫，星野昭史，吉識晴夫

編集　森下輝夫（主担当），今井鉄，岩井益美，遠藤肇，谷田好通，大宮司久明，村島完治

評議員　青木千明，荒木巍，荒木達雄，安藤常世，井上雅弘，伊藤源嗣，飯田庸太郎，生井武文，一井博夫，一色尚次，犬伏才延，今井兼一郎，慶永雄，宇多小路豊，大島亮一郎，大塚新太郎，大槻幸雄，大山耕一，岡崎卓郎，奥原巌，表義則，甲藤好郎，梶昭次郎，川上英彦，河田修，久保田道雄，倉田公雄，小竹進，神津正男，佐藤豪，佐藤友彦，佐野恵保，酒井俊道，塩入淳平，白戸健，妹尾泰利，田中英穂，高田浩之，竹矢一雄，谷村篤秀，谷村輝治，辻高弘，辻村一成，辻村玄隆，鳥崎忠雄，永井康男，永野三郎，難波昌伸，西尾健二，能瀬弘幸，野村雅宜，葉山真治，花村庸治，浜中金美，平田賢，平山直道，藤江邦男，本間友博，三輪国男，水谷幸夫，蓑田光弘，宮内諄二，宮地敏雄，村島完治，村田暹，森義孝，矢野巍，山崎恵造，吉開勝義

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/22

第12期（昭和62年度）事業計画書

自　昭和62年4月1日
至　昭和63年3月31日

1. 概　要

前年度に引き続き，研究発表会，学術講演会，技術懇談会，見学会，シンポジウム，セミナーなどを開催すると共に学会誌の定期的刊行並びに上記諸事業に関連した資料を刊行する。

また，昭和62年次のわが国におけるガスタービン及び過給機の生産統計を作成すると共にガスタービンに関する資料を蒐集，保管し，会員の利用に供することを計画する。

調査研究委員会においては，ガスタービンに関する特定課題につき調査，研究を行う。

上記の他に本年度実施予定の1987年国際ガスタービン会議東京大会を主催し，その準備運営及び事後処理を組織委員会に委託する。

2. 調査・研究事業

(1) 昭和62年次におけるわが国のガスタービン及び過給機の生産に関する統計資料を蒐集，集計し，その結果を学会誌に掲載発表する。

(2) 調査・研究に関しては，前期に引き続きガスタービンの燃焼器に関する諸問題とその対策事例に関する資料の蒐集及び整理を行う。

3. 出版事業

(1) 定期刊行物

学　会　誌：年4回刊行する。

Newsletter：米国機械学会ガスタービン部門発行のNewsletterを配布する。

(2) 不定期刊行物

講演講文集：講演会における講演論文集を刊行する。

セミナー資料集：ガスタービンセミナーにおける資料集を刊行する。

要　　覧：学会の性格，設立から現在までの経過，現在の活動状況などを紹介し入会の案内に供するために日本ガスタービン学会要覧を刊行する。

Bulletin：学会の活動状況を海外に紹介するためのBulletin（英文）を刊行する。

4. 表彰事業

学会賞に対する論文，技術の募集を行い，授賞対象論文，技術の選定を行う。

なお，同賞の授与は63年度総会において行う。

5. 集会事業

以下の集会を行う。

		（予定回数）	（予定開催年月）
(1)	定期講演会	1回	昭和62年6月
(2)	特別講演会	1回	〃 62年4月
(3)	技術懇談会	4回	〃 62年4，7，9，11月
(4)	見　学　会	4回	〃 62年4，7，9，11月
(5)	ガスタービンシンポジウム	1回	〃 63年2月
(6)	ガスタービンセミナー	1回	〃 63年1月

6. 1987年国際ガスタービン会議開催準備および実施

本学会の主催により昭和62年10月26日(月)から31日(土)まで東京において標記国際会議を実施する。

7. 委員会活動

以下の委員会を設け，各事業の実施にあたる。

(1) 総務委員会（常置）
(2) 編集委員会（常置）
(3) 企画委員会（常置）
(4) ガスタービン統計作成委員会（常置）
(5) 定期講演会委員会（常置）
(6) ガスタービン技術情報センター運営委員会（常置）
(7) 地方委員会（常置）
(8) 組織検討委員会（臨時）
(9) 調査研究委員会（臨時）
(10) 学会賞審査委員会（臨時）

第12期（昭和62年度）予算書

1. 予算書総括表

1.1　収入の部

自　昭和62年4月　1日
至　昭和63年3月31日

勘定科目	合　計	一般会計	国際会議特別会計
基本財産運用収入	300,000円	300,000円	0円
会費収入	13,330,000	13,330,000	0
入会金収入	40,000	40,000	0
事業収入	5,250,000	5,250,000	0
雑収入	1,020,000	810,000	210,000
受入金収入	0	0	0
引当金取崩収入	0	0	0
特別賛助会費収入	8,000,000	0	8,000,000
前期繰越収支差額	11,737,746	7,758,278	3,979,468
収入合計	39,677,746	27,488,278	12,189,468

1.2　支出の部

勘定科目	合　計	一般会計	国際会議特別会計
管理費	14,141,000円	13,941,000円	200,000円
出版事業費	5,910,000	5,910,000	0
集会事業費	2,411,000	2,411,000	0
調査研究事業費	368,000	368,000	0
表彰事業費	315,000	315,000	0
雑費	0	0	0
予備費	1,100,000	100,000	1,000,000
国際会議負担金	7,300,000	0	7,300,000
一般会計繰入金	0	0	0
次期繰越収支差額	8,132,746	4,443,278	3,689,468
支出合計	39,677,746	27,488,278	12,189,468

2. 一般会計

2.1　収入の部

（自　昭和62年4月1日　至　昭和63年3月31日）

勘定科目 大科目	中科目	小科目	予算額	前年度予算額	増減	備考
基本財産運用収入	基本財産利息収入		300,000円	360,000円	△ 60,000円	
		基本財産	300,000	360,000	△ 60,000	
		定期預金利息収入	300,000	360,000	△ 60,000	
事業収入	集会事業収入		5,250,000	5,885,000	△ 635,000	
			2,920,000	4,385,000	△1,465,000	
		定期講演会収入	800,000	720,000	80,000	
		見学会技術懇談会収入	200,000	200,000	0	
		シンポジウム収入	120,000	120,000	0	
		G／Tセミナー収入	1,800,000	1,800,000	0	
		特別講座収入	0	800,000	△ 800,000	
		秋季講演会収入	0	745,000	△ 745,000	
	出版事業収入		2,330,000	1,500,000	830,000	
		広告収入	1,500,000	1,500,000	0	
		Bulletin収入	830,000	0	830,000	
入会金収入	正会員入会金収入		40,000	40,000	0	
			30,000	30,000	0	
		正会員入会金収入	30,000	30,000	0	
	学生会員入会金収入		5,000	5,000	0	
		学生会員入会金収入	5,000	5,000	0	
	賛助会員入会金収入		5,000	5,000	0	
		賛助会員入会金収入	5,000	5,000	0	
会費収入	正会員会費収入		13,330,000	12,850,000	480,000	
			5,000,000	5,000,000	0	
		正会員会費収入	5,000,000	5,000,000	0	
	学生会員会費収入		50,000	50,000	0	
		学生会員会費収入	50,000	50,000	0	
	賛助会員会費収入		8,280,000	7,800,000	480,000	
		賛助会員会費収入	8,280,000	7,800,000	480,000	
雑収入	受取利息		810,000	922,000	△ 112,000	
			760,000	872,000	△ 112,000	
		運用財産定期預金利息	250,000	252,000	△ 2,000	
		運用財産普通預金利息	10,000	20,000	△ 10,000	
		表彰事業基金	250,000	300,000	△ 50,000	
		定期預金利息収入				
		国際交流基金受入	250,000	300,000	△ 50,000	
		定期預金利息収入				
	雑収入		50,000	50,000	0	
		雑収入	50,000	50,000	0	
受入金	受入金収入		0	3,800,000	△3,800,000	
			0	3,800,000	△3,800,000	
		表彰事業基金	0	3,800,000	△3,800,000	
引当金取崩収入	引当金取崩収入		0	1,200,000	△1,200,000	
			0	1,200,000	△1,200,000	
		表彰事業基金	0	1,200,000	△1,200,000	
前期繰越収支差額	前期繰越収支差額		7,758,278	6,853,107	905,171	
			7,758,278	6,853,107	905,171	
		前期繰越収支差額	7,758,278	6,853,107	905,171	
収入合計			27,488,278	31,910,107	△4,421,829	

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04

2.2　支出の部

勘定科目 大科目	中科目	小科目	予算額	前年度予算額	増減	備考
管理費	給料手当		13,941,000円	18,191,000円	△4,250,000円	
			7,480,000	7,130,000	350,000	
		給与	7,280,000	6,930,000	350,000	
		諸手当	200,000	200,000	0	
	退職給与引当金繰入額		400,000	400,000	0	
		退職給与引当金繰入額	400,000	400,000	0	
	福利厚生費		600,000	300,000	300,000	
		社会保険費	600,000	300,000	300,000	
	会議費		1,100,000	1,100,000	0	
		理事会費	400,000	400,000	0	
		評議員会費	100,000	100,000	0	
		総会費	200,000	200,000	0	
		委員会費	400,000	400,000	0	
	選挙費		300,000	300,000	0	
		評議員選挙費	300,000	300,000	0	
	旅費・交通費		500,000	550,000	△ 50,000	
		旅費	200,000	250,000	△ 50,000	
		交通費	300,000	300,000	0	
	什器・備品費		35,000	350,000	0	
		什器・備品費	30,000	300,000	0	
		図書費	5,000	5,000	0	
	消耗品費		300,000	300,000	0	
		消耗品費	300,000	300,000	0	
	印刷費		180,000	180,000	0	
		印刷費	180,000	180,000	0	
	通信運搬費		540,000	540,000	0	
		通信運搬費	540,000	540,000	0	
	賃借費		2016,000	1,866,000	150,000	
		事務所借用費	1,866,000	1,716,000	150,000	
		光熱水料費	150,000	150,000	0	
	諸謝金		35,000	35,000	0	
		諸謝金	35,000	35,000	0	
	負担金		125,000	125,000	0	
		日内連会費	120,000	120,000	0	
		共催分担金	5,000	5,000	0	
	雑費		330,000	330,000	0	
		雑費	330,000	330,000	0	
	表彰事業基金繰入額		0	5,000,000	△5,000,000	
		表彰事業基金繰入額	0	5,000,000	△5,000,000	
出版事業費	会議費		5,910,000円	4,400,000円	1,510,000円	
		編集委員会費	100,000	100,000	0	
	通信運搬費		540,000	350,000	190,000	
		会誌発送費	350,000	350,000	0	
		Bulletin 発送費	190,000	0	190,000	
	印刷製本費		4,600,000	3,500,000	1,100,000	
		会誌製作費	3,500,000	3,500,000	0	
		広報資料製作費	300,000	0	300,000	
		Bulletin 製作費	800,000	0	800,000	
	諸謝費		670,000	450,000	220,000	
		会誌原稿料	450,000	450,000	0	
		Bulletin 原稿料	220,000	0	220,000	
集会事業費	会議費		2,411,000	3,810,000	△1,399,000	
		企画委員会費	100,000	100,000	100,000	
	臨時雇賃金		30,000	20,000	10,000	
		定期講演会臨時雇賃金	30,000	20,000	10,000	
	旅費・交通費		70,000	120,000	△ 50,000	
		定期講演会旅費交通費	40,000	30,000	10,000	
		G/Tセミナー旅費交通費	30,000	30,000	0	
		特別講座旅費交通費	0	60,000	△ 60,000	
	通信運搬費		470,000	550,000	△ 80,000	
		特別講演会通信費	54,000	54,000	0	
		見学会技術懇談会通信費	162,000	162,000	0	
		シンポジウム通信費	54,000	54,000	0	
		定期講演会通信運搬費	70,000	60,000	10,000	
		G/Tセミナー通信運搬費	130,000	130,000	0	
		特別講座通信運搬費	0	50,000	△ 50,000	
		秋季講演会通信運搬費	0	40,000	△ 40,000	
	印刷製本費		430,000	580,000	△ 150,000	
		定期講演会印刷製本費	250,000	250,000	0	
		G/Tセミナー印刷製本費	180,000	180,000	0	
		秋季講演会印刷製本費	0	150,000	△ 150,000	
	賃借料		410,000	509,000	△ 99,000	
		特別講演会会場費	30,000	30,000	0	
		シンポジウム会場費	30,000	30,000	0	
		定期講演会会場費	150,000	150,000	0	
		G/Tセミナー会場費	200,000	200,000	0	
		特別講座会場費	0	49,000	△ 49,000	
		秋季講演会会場費	0	50,000	△ 50,000	
	諸謝金		406,000	636,000	△ 230,000	
		特別講演会謝礼	59,000	59,000	0	
		技術懇談会謝礼	67,000	67,000	0	
		シンポジウム謝礼	30,000	30,000	0	
		G/Tセミナー謝礼	250,000	250,000	0	
		特別講座謝礼	0	180,000	△ 180,000	
		秋季講演会謝礼	0	50,000	△ 50,000	
	雑費		495,000	1,295,000	△ 800,000	
		特別講演会雑費	40,000	40,000	0	
		見学会技術懇談会雑費	35,000	35,000	0	
		シンポジウム雑費	20,000	20,000	0	
		定期講演会雑費	300,000	300,000	0	
		G/Tセミナー雑費	100,000	100,000	0	
集会事業費	雑費					
		特別講座雑費	0円	200,000円	△ 200,000円	
		秋季講演会雑費	0	600,000	△ 600,000	
調査研究事業費	会議費		368,000	268,000	100,000	
			168,000	168,000	0	
		生産統計作成委員会費	30,000	30,000	0	
		技術情報センター委員会費	28,000	28,000	0	
		調査研究委員会費	110,000	110,000	0	
	通信運搬費		25,000	25,000	0	
		生産統計発送費	20,000	20,000	0	
		技術情報センター通信費	5,000	5,000	0	
	資料費		5,000	5,000	0	
		技術情報センター資料費	5,000	5,000	0	
	雑費		170,000	70,000	100,000	
		生産統計関係雑費	10,000	10,000	0	
		技術情報センター関係雑費	120,000	20,000	100,000	
		調査研究関係雑費	40,000	40,000	0	
表彰事業費	委員会費		315,000	215,000	100,000	
			200,000	200,000	0	
		委員会費	200,000	200,000	0	
	通信運搬費		15,000	15,000	0	
		通信運搬費	15,000	15,000	0	
	雑費		100,000	0	100,000	
		雑費	100,000	0	100,000	
予備費	予備費		100,000	300,000	△ 200,000	
			100,000	300,000	△ 200,000	
		予備費	100,000	300,000	△ 200,000	
次期繰越収支差額	次期繰越収支差額		4,443,278	4,726,107	△ 282,829	
			4,443,278	4,726,107	△ 282,829	
		次期繰越収支差額	4,443,278	4,726,107	△ 282,829	
支出合計			27,488,278	31,910,107	△4,421,829	

3.　国際会議特別会計

3.1　収入の部

（自　昭和６２年４月１日　　至　昭和６３年３月３１日）

勘定科目 大科目	中科目	小科目	予算額	前年度予算額	増減	備考
雑収入	受取利息		210,000円	460,000円	△ 250,000円	
			110,000	360,000	△ 250,000	
		普通預金利息	10,000	60,000	△ 50,000	
		定期預金利息	100,000	300,000	△ 200,000	
	雑収入		100,000	100,000	0	
		雑収入	100,000	100,000	0	
特別賛助会費収入	特別賛助会費収入		8,000,000	0	8,000,000	
			8,000,000	0	8,000,000	
		特別賛助会費収入	8,000,000	0	8,000,000	
前期繰越収支差額	前期繰越収支差額		3,979,468	14,915,585	△10,936,117	
			3,979,468	14,915,585	△10,936,117	
		前期繰越収支差額	3,979,468	14,915,585	△10,936,117	
収入合計			12,189,468	15,375,585	△ 3,186,117	

3.2　支出の部

勘定科目 大科目	中科目	小科目	予算額	前年度予算額	増減	備考
管理費	会議費		200,000円	1,800,000円	△ 1,600,000円	
			0	500,000	△ 500,000	
		会議費	0	500,000	△ 500,000	
	印刷費		0	1,000,000	△ 1,000,000	
		印刷費	0	1,000,000	△ 1,000,000	
	通信費		0	100,000	△ 100,000	
		通信費	0	100,000	△ 100,000	
	雑費		200,000	200,000	0	
		雑費	200,000	200,000	0	
予備費	予備費		1,000,000	1,000,000	0	
			1,000,000	1,000,000	0	
		予備費	1,000,000	1,000,000	0	
支出金	支出金		7,300,000	3,800,000	3,500,000	
			7,300,000	3,800,000	3,500,000	
		表彰事業基金支出	0	3,800,000	△ 3,800,000	
		国際会議負担金	7,300,000	0	7,300,000	
引当金	国際交流基金引当金		0	5,000,000	△ 5,000,000	
			0	5,000,000	△ 5,000,000	
		国際交流基金引当金	0	5,000,000	△ 5,000,000	
次期繰越収支差額	次期繰越収支差額		3,689,468	3,775,585	△ 86,117	
			3,689,468	3,775,585	△ 86,117	
		次期繰越収支差額	3,689,468	3,775,585	△ 86,117	
支出合計			12,189,468	15,375,585	△ 3,186,117	

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025-02-14.

第12期（昭和62年度）監事・評議員選挙結果

先に行われた標記選挙結果は下記の通りである。

（五十音順・敬称略）

◦監　事

番号	氏名	勤務先
1	窪田雅男	機械振興協会
2	三輪光砂	日立造船

◦評議員・役員候補者

番号	氏名	勤務先
1	青木千明	石川島播磨重工業
2	秋葉雅史	東芝
3	荒木巍	石川島播磨重工業
4	荒木達雄	東芝
5	有賀一郎	慶応義塾大学
6	安藤常世	慶応義塾大学
7	井上雅弘	九州大学
8	伊藤源嗣	日本航空機エンジン協会
9	飯田庸太郎	三菱重工業
10	生井武文	東亜大学
11	一井博夫	東芝
12	一色尚次	日本大学
13	稲葉興作	石川島播磨重工業
14	犬伏才延	川崎重工業
15	今井兼一郎	石川島播磨重工業
16	今井鉄	高効率ガスタービン技術研究組合
17	慶永雄	東芝
18	宇多小路豊	三菱重工業
19	遠藤肇	三井造船
20	大島亮一郎	日立製作所
21	大塚新太郎	福井工業大学
22	大槻幸雄	川崎重工業
23	大橋秀雄	東京大学
24	大山耕一	航空宇宙技術研究所
25	岡崎卓郎	日本大学
26	奥原巌	東芝
27	表義則	三井造船
28	加藤正敏	日立製作所
29	甲藤好郎	日本大学
30	梶昭次郎	東京大学
31	川上英彦	東芝
32	河田修	富士電機
33	久保田道雄	日立製作所
34	倉田公雄	石川島播磨重工業
35	小竹進	東京大学
36	神津正男	防衛庁技術研究本部
37	佐藤豪	慶応義塾大学
38	佐藤友彦	三菱重工業
39	佐野恵保	高効率ガスタービン技術研究組合
40	酒井俊道	東京理科大学
41	沢田照夫	岡山理科大学
42	塩入淳平	法政大学
43	白戸健	三井造船
44	妹尾泰利	九州大学
45	田中英穂	東海大学
46	高田浩之	東京大学
47	高原北雄	航空宇宙技術研究所
48	竹矢一雄	高効率ガスタービン技術研究組合
49	谷田好通	東京大学
50	谷村篤秀	川崎重工業
51	谷村輝治	川崎重工業
52	辻高弘	高効率ガスタービン技術研究組合
53	辻村一成	東芝
54	辻村玄隆	三菱重工業
55	鳥崎忠雄	航空宇宙技術研究所
56	中西健一	三菱重工業
57	永井康男	三菱重工業
58	永野三郎	東京大学
59	難波昌伸	九州大学
60	西尾健二	航空宇宙技術研究所
61	能瀬弘幸	航空宇宙技術研究所
62	野村雅宣	船舶技術研究所
63	葉山真治	東京大学
64	花村庸治	東京大学
65	浜中全美	石川島播磨重工業
66	平田賢	東京大学
67	平山直道	東京都立大学
68	藤江邦男	日立製作所
69	星野昭史	川崎重工業
70	本間友博	東芝
71	松木正勝	日本工業大学
72	三輪国男	日本文理大学
73	水谷幸夫	大阪大学
74	養田光弘	航空宇宙技術研究所
75	宮内諄二	三菱自動車工業
76	宮地敏雄	航空宇宙技術研究所
77	村島完治	石川島播磨重工業
78	村田遵	豊田工業大学
79	森義孝	三菱重工業
80	森下輝夫	船舶技術研究所
81	矢野巍	三菱重工業
82	山崎恵造	石川島播磨重工業
83	山崎慎一	日産自動車
84	吉開勝義	高効率ガスタービン技術研究組合
85	吉識晴夫	東京大学

次点者

番号	氏名	勤務先
1	高木圭二	三井造船
2	和田正倫	日立製作所
3	手島清美	三井造船

投票総数　663票

	評議員	監事
有効票	649	637
無効票	7	5
白票	7	21

上記評議員当選者中，秋葉雅史，有賀一郎，稲葉興作，今井　鉄，遠藤　肇，大橋秀雄，加藤正敏，沢田照夫，高原北雄，中西健一，星野昭史，松木正勝，村島完治，森下輝夫，山崎慎一，吉識晴夫の各氏は先の総会で第12期理事に選任されましたので評議員を辞退されました。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04

ムーンライト計画　高効率ガスタービン パイロットプラント見学会を終えて

㈱日立製作所　和　田　正　倫

62年度第一回目の見学会が4月17日（金）開催された。見学対象は我が国のガスタービン技術の結晶とも言うべきムーンライト高効率ガスタービンのパイロットプラントである。

本ガスタービンは通産省工業技術院が進めている省エネルギー技術研究開発計画ムーンライトプロジェクトの一つで，その第一ステップとして，コンバインドサイクルとしての熱効率（LHV）50％以上を目標に開発・製作されたパイロットプラント（AGTJ－100A）で，その仕様を表1に示す。

表1.　パイロットプラント仕様

ガスタービン出力	約100MW
複合プラント効率	約50（LHV）
（燃料　LNG）	約45（HHV）
空気流量	220kg/s
タービン入口温度	
高温/低圧	1300　/ 1200℃
圧　力　比	55
回　転　数	
高/中・低圧	8500 / 3000rpm
段落数　高圧圧縮機	14
低圧圧縮機	10（全段可変静翼）
高圧タービン	2（空気冷却）
中圧タービン	2
低圧タービン	4（1，2段：空気冷却）
燃焼器本数　高圧	10
再燃	12
中間冷却器	水噴射直冷式

本プロジェクトは，ガスタービンメーカ6社，材料メーカ7社及び電力中央研究所の参加による「高効率ガスタービン技術研究組合」が設計・製作の中心的役割を分担し，これを支える基礎研究を国立研究機関が担当，又据付・試運転等には電力会社も参加，殆んど全ての国内ガスタービン関係者が何らかの形で参画するという大協力体制のもとに，約9年間かけて遂行されてきたものである。本パイロットプラントは東京電力袖カ浦火力発電所内の高効率ガスタービン技術研究組合袖ケ浦試験所に据え付けられ本年2月12日より調整運転に入り，3月26日めでたく定格状態に於ける公開運転にこぎつけたもので，その後環境関後確認試験の為連日運転が続けられているところであった。

当日は初夏を想わせる快晴に恵まれ，袖ケ浦火力発電所迄の道路も，昼食を予定していたドライブインに午前11時前に着いてしまう程，予想外に順調で，やや時間を持て余してしまう程でしたが，これもハイテクの一つである，万博トマトで有名になった，水気耕栽培の実物を見学したり，初夏の陽光の元での散策に旧交を温めたりする風景が見られた。

今回の見学会は学会側参加者59名に，工技院機械技術研究所からの参加者14名が現地で合流するという，大変多勢の参加者を得た盛会となった。冒頭，東京電力袖ケ浦火力発電所下川所長から，袖ケ浦火力発電所に関する御紹介を頂いた。総面積34万坪の敷地に600MW1基，1000MW3基，これにLNGタンクが地上型6基，地下型9基設置されているという威容を誇る大火力発電所である。そのLNG輸入先も世界の数ケ国に亘る国際的規模の発電所である。

続いて本見学会の本題であるムーンライトガスタービンのパイロットプラントについて，高効率ガスタービン技術研究組合佐野専務理事より御挨拶，続いて同竹矢理事からパイロットプラントの研究開発及び試運転の状況（図1参照）について

（昭和62年5月11日原稿受付）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0204.

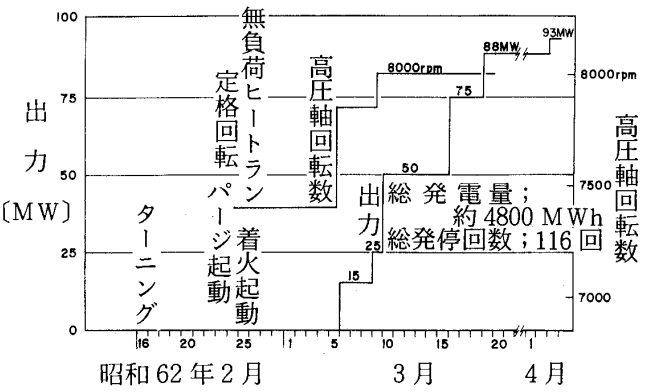


図1. パイロットプラントの出力・回転数の推移

紹介があり，燃料を2段階に燃焼させるレヒート方式が採用されたこと。空気を圧縮させる途中で冷却させるための中間冷却器を設けたこと。及びそれのNOx低減に関する副次的効果，高圧系・低圧系に分けた2軸式の採用且つ低圧圧縮機の静翼を全段可変にして部分負荷の効率改善を狙った設計となっていること等の特長と，試運転結果コンバインドとして（シミュレーション計算による）LHV50%以上の効率となっていることが確認できた事（図2参照）等の説明があった。メーカ数者が分担製作し且つ世界最高効率を達できた事は確かに驚きであり，研究組合を始め関係者一同の御苦労も伺われる。

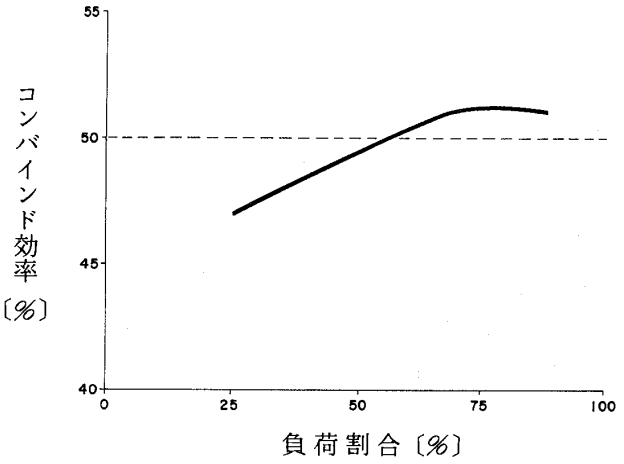


図2. コンバインド効率特性

その後4組に分かれ，東京電力及びガスタービン研究組合の方々の引卒のもとに，袖ケ浦火力発電所及びパイロットプラントの見学が行われた。袖ケ浦火力発電所の展示室では三者三様のＬＮＧタンクのメンブレン構造の断面やボイラやタービンの模型を見学。引き続きタービン室及び１－２号中央制御室を見学。機器の大きさもさることゟ整理整頓の行き届いている発電所に驚かされた。

パイロットプラントの試験所ではまず制御室でデジタル表示されている出力（見学時70MWで運転），燃焼ガス温度等を目で確認，又燃焼状況のファイバースコープを使っての盤面表示など新しい試みに活発な質疑応答も見られた。パイロットプラントではまづダークグレーに塗装された本体の重量感に驚かされる。100MWのガスタービンとは言っても世界に最高効率を誇るこのレヒートガスタービンは正に王者の風格がある。パッケージの内部の騒音もそれ程ではない。半地下に据え付けられている中間冷却器も巨大である。煙道の廻りも案内して頂いたが，この脱硝装置は高温排気に直接適用するため，従来の触媒脱硝の他に過酸化水素等を高温ガス中に直接噴霧する気相還元方式も併用しているとのことで性能も頭初の計画値を上廻るとの説明であった。約1時間に亘る見学の後の技術懇談会に移り東京電力及びガスタービン研究組合の佐野専務理事，竹矢理事，今井技術室長等に参加頂き，高温材料の選定，セラミックコーティング，燃焼振動等々予定時間を超過して活発な討論が行なわれた。

最後に学会を代表して谷村前会長から，このパイロットプランの成果に対する讃辞と共に今回の見学会開催に御協力頂いた東京電力及び高効率ガスタービン技術研究組合の皆様に対し謝意が述べられ，見学会は無事終了，春宵の中を帰路に着いた。

（今回は諸般の都合により急きょ見学会日程が決まり，十分な準備期間が取れず，連絡不行届き等あった事，本紙面を借りお詫び申し上げます。）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/27

後記

昨年のターボチャージャ生産台数は初めて100万の大台を突破した。6月号で「ターボチャージャ特集」を企画したことは，時期を得た企画であったと特集号担当小委員会のメンバーは自画自賛している一方，内心は御期待に添えたかどうか不安でもある。

「ターボチャージャ特集」なので先ずは生産台数の推移を調べることが先決と，いろいろ努力したが正しい数値を入手することはできなかった。代案としてその動向を知るためにターボ車販売台数を調べることにしたが，この作業も仲々困難であることに驚いたというのが実感である。自動車の統計はメーカー固有の目的のために作成されているため，例えばバンを含むとか含まないといった問題もあり，またターボ車かどうかの判別が第三者には困難な場合もある。小委員会では各自動車メーカーの御協力を得て，できるだけ正しい値に迫ったつもりであるが，上記のような理由もあり「ターボチャージャの動向」に示すターボ車生産台数の値は，動向を示す数値として御理解いただきたい。

水町先生の「ターボチャージャ雑感」によれば，，1905年には既に排気ガスタービン過給の提案が行われているとのことである。ターボチャージャも既に80年以上の歴史をもっている訳であり，機械技術の進歩とはそういうものなのかも知れないと痛感した次第である。

高出力・低燃費はエンジン開発の基本である。ピストンエンジンの高性能化のために，ターボチャージャという名のターボ機械が，今や自動車用のような小型エンジンに対しても有効な手段となってきた。エンジン開発の歴史が，ターボ機械0％からターボ機械100％へ向けて，すなわち〔無過給→低圧過給→高過給→コンパウンド→ハイパーバー→ガスタービン〕のように静かに，しかし着実に進展しているものと考えたい。

「ターボチャージャ特集号」の主旨に御賛同いただき，御多忙中にもかかわらず執筆の労を心よくお引き受けいただいた各界の第一線の方々に厚く御礼申し上げます。

（岩　井）

〈事務局だより〉

大騒ぎのうちに3月31日も過ぎ，桜の花の散るのを横目でにらみながら新年度を迎えました。

日本ガスタービン学会も丸15年を経，事務局もスタッフが交替しましたので，またまた気分一新，一同張り切っています。今年は秋の国際会議のために，本来の学会としての行事が多少変則的になり，特別講座のようにお休みのものもありますので，随時ご案内致します。第2回の見学会（7月14日，小西六写真工業日野工場）のように会告のページに掲載することも多くなりますから，どうぞお見逃しなきようご注意下さい。

今回の国際会議は，経費節減のためいわゆる“国際会議やさん”と呼ばれるプロの事務局業者を使っていません。そのため委員の方々の負担は大変で，本当に皆様のご尽力，ご協力には頭が下がります。今準備は着々と進められていますが，とにかくこの会議の成否のカギは残るは参加者数で，円高の折，何人位の方々が来て下さるか心配です。Second Circularも出来上りましたので，是非多方面へのＰＲをお願い致します。また詳細等お問い合わせは03-592-0788へどうぞ。

〔A〕

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0/04.

第2回見学会、技術懇談会のおしらせ

62年度第2回の見学会と技術懇談会を下記の要領で開催致しますので，参加要領をよくお読みの上奮ってご参加下さい。

☆☆　記　☆☆

1. **日時：昭和62年7月14日（火）**　13：30～16：00
2. **見学先：**小西六写真工業㈱日野工場　東京都日野市さくら町1　Tel　0425-83-1521
3. **技術懇談会：**「SB60型ガスタービン熱併給発電プラント」について
4. **スケジュール：**
   - 13：30　集合
   - 13：30～14：30　工場概要説明
     小西六写真工業㈱航機部長　鮫島弘吉郎氏
   - 14：30～15：00　見学
   - 15：00～16：00　技術懇談会
5. **交通の便：**バス：JR中央線"日野"下車　八王子駅北口行4つ目　小西六工場下車
   タクシー：JR中央線"豊田"下車　北口より小西六工場表門まで2分（¥470）
6. **参加要領：**
   1）定員100名（申込超過の場合は抽選，応募者全員にご連絡致します）
   2）参加ご希望の方は往復ハガキにて「小西六見学」と書き，所属・連絡先住所（返信用ハガキにも）・氏名・TELを明記の上下記事務局へお申し込み下さい。記載不備の場合は受けつけかねますのでご注意下さい。（〆切昭和62年6月30日（火）消印有効）
   3）参加費2,000円（当日受付にてお払い込み下さい）

〒160　新宿区西新宿7－5－13　第3工新ビル402
㈳日本ガスタービン学会　Tel. 03－365－0095

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/02

1987年国際ガスタービン会議
東京大会のお知らせ

本年秋にわが国において4回目の標記国際会議が開かれます。現在約120件の研究発表が予定され，この外にガスタービンターボチャージャに関する最新の問題点を取り上げた特別構演会，パネル討論会およびオーガナイズド・セッションが企画されております。

一方，ガスタービン，ターボチャージャ関連の展示会も開催され，すでに多数の会社からの出展が予定されております。

最近会員の皆様のお手許に同会議の第2回サーキュラが届いたものと存じますが，ご参考までにご一覧いただければ幸いです。現在作成中の第3回サーキュラは，仮プログラムなどさらに詳細な情報を盛込んだもので7月上旬には発行予定となっております。

今回も世界のエネルギー事情を背景にガスタービン，ターボチャージャを中心とした最新の先端技術の開発状況が紹介されるものと期待されておりますので会員各位におかれましては是非同会議に奮ってご参加いただきますようお願い申し上げます。

第2回サーキュラルも記載されてありますが，本会議への参加申込要領は下記の通りです。

登録方法

i）登録料，申込期間は表のとおりです。なお，登録された方にはプロシーチングを差上げます。

ii）登録は所定の用紙（第3回サーキュラ中に用意）を用いてお申込み下さい。

	登録料（円）		期間
	会員	非会員	
事前登録	45,000	53,000	昭和62年8月1日から 9月15日
上記以外の登録	50,000	58,000	昭和62年9月16日以降会議期間まで
同伴夫人	8,000	10,000	昭和62年8月1日より会議期間まで

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/0/04.

IGTI NEWS

APRIL 1987

International Gas Turbine Institute

Circulation This Issue: 41,000

The AMERICAN SOCIETY of MECHANICAL ENGINEERS

IGTI Past & Future Events

PAST LOCATIONS AND ATTENDANCE

1982	London	5,164
1983	Phoenix	4,306
1984	Amsterdam	5,387
1985	Houston	4,351
1985	Beijing, P.R.C.	25,368
1986	Dusseldorf	4,408

MAY 31-JUNE 4, 1987
Anaheim, California

32nd International Gas Turbine Conference and Exhibit
Anaheim Convention Center

SEPTEMBER 2-4, 1987
Montreux, Switzerland

1987 ASME® Cogen-Turbo International Symposium and Exposition
Convention and Exhibition Centre

JUNE 5-9, 1988
Amsterdam, The Netherlands

33rd International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition
International Exhibition and Congrescentrum RAI

JUNE 4-8, 1989
Toronto, Ontario, Canada

34th International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition
Metro Toronto Convention Centre

Can Gas Turbines Be Twice As Good?

George Opdyke, Jr. Chairman

The Department of Defense and NASA think that they can be, and they are ready to spend billions to find out if the aircraft gas turbine industry can demonstrate propulsion system capability at the turn of the century of double the technological state of the art today. The program is called "Integrated High Performance Turbine Engine Technology" or IHPTET, and is derived from a successful Air Force Program (HPTET) which was started a few years ago. The program is unusually high risk and depends upon the timely development of both complex propulsion and material technologies integrated with innovative structural arrangements. Of course, current life, reliability and maintainability standards are not to be compromised! During the period of the program, there will be dem-

continued on page 8

Preview

32nd ASME® INTERNATIONAL GAS TURBINE CONFERENCE AND EXHIBIT

May 31-June 4, 1987
Anaheim Convention Center • Anaheim, California

The 32nd ASME International Gas Turbine Conference and Exhibit will be the 1987 gathering point for over 5,000 users, manufacturers, marketers, and designers who need to keep up-to-date on gas turbine and related components.

Prior to opening of the Conference and Exhibit, four professional development short courses are being offered on Sunday, May 31. The courses, which will be taught by recognized experts with excellent presentation skills, are: "Introduction to the Gas Turbine;" "Turbomachinery Structural Dynamics;" "Turbomachinery Erosion and Performance Deterioration;" and "Atomization and Sprays."

Excitement in today's world of research and development in gas turbine technology is evidenced in the refereed technical papers which will be published and available for sale at the Conference. In the 81 sessions, there are over 250 ASME gas turbine technical papers covering a broad range of topics including: aircraft; ceramics; closed cycles; coal utilization; cogeneration; combustion and fuels; controls and diagnostics; electric utilities; heat transfer; manufacturing materials and metallurgy; marine; pipelines and applications; process industries; structures and dynamics; turbomachinery; and vehicular and small turbomachines.

More than 180 exhibiting companies will have personnel available to discuss their displays of gas turbine engines and peripheral equipment, materials, service accessories, instrumentation, maintenance and repair operations, controls, applications, publications and much more. Some joint ventures and mergers are melding established, traditional and pioneering efforts with space age demands upon gas turbines. Several exhibiting companies will conduct plant tours on Friday, June 5, which will be of interest to all.

Absorbing the ambiance and enjoying the many attractions in and surrounding Anaheim will complete the rewarding experience of attending the Conference and Exhibit. Tours will be available to those desiring sightseeing adventures of this unique area.

The International Gas Turbine Institute invites you to join your colleagues and take part in the 32nd ASME International Gas Turbine Conference and Exhibit which will provide five full days of worthwhile activities for users, manufacturers, designers and marketers of gas turbines and related components. Please contact the International Gas Turbine Institute in Atlanta for a Conference Program which contains complete information on registration, hotels, the technical program and exhibits.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Please bring this information to the attention of your corporate Marketing or Advertising Executive...

Global Gas Turbine News to accept technical advertising!

In its continuing efforts to improve the technical quality of its publications, and to inform the industry of the latest developments in gas turbine technology, the ASME International Gas Turbine Institute will begin accepting gas turbine related product and service advertising in the ***Global Gas Turbine News***.

Advertising in the ***Global Gas Turbine News*** allows your company to realize three major benefits immediately... it allows you to

...**reach a highly influential audience**
...**reach a worldwide audience**
...**reach users of gas turbines as well as manufacturers and designers.**

The audience of the ***Global Gas Turbine News*** consists of more than 34,000 engineers, users, managers, researchers, and policy makers from throughout the world who have an interest in one or more aspects or applications of gas turbine technology. From the OEM to the user and to everyone in-between, ***Global Gas Turbine News*** reaches the designers, the specifiers, the consultants, the broad range of purchase influencers and decision-makers who need to know your corporate capabilities and product benefits. Whatever the application, be it utility peak power, military or civilian aircraft, offshore power, pipelines, ground transportation, ship propulsion, process industries, auxiliary power units, cogeneration facilities or a host of others, its engineers and managers are reached by the ***Global Gas Turbine News***.

For more information, please contact Jane Puntney at the International Gas Turbine Institute in Atlanta (404) 451-1905. Telex: 707340 IGTC ATL.

Global Gas Turbine News Publication Rates & Data

A. Office – ASME® International Gas Turbine Institute
4250 Perimeter Park South, Suite 108
Atlanta, GA 30341 USA
Phone: (404) 451-1905; Telex: 707340 IGTC ATL

B. Commission & cash discount – All prices quoted are NET; they do not include agency commissions. No cash discounts.

C. General rate policy – Payment due within 30 days of date of invoice. Payment must be in U.S. dollars drawn on a U.S. bank, or by VISA or MasterCard.

D. One color/white rates (net) – The principal color used in the printing of ***Global Gas Turbine News*** is dark blue PMS 289. This color, or an alternative principal color if used, will be the only color in which ads can be printed. Rates below are per insertion.

	1 time	3 times
½ page	$900.	$800.
¼ page	$575.	$500.

E. Bleed – No bleeds permitted.

F. Position – All ads are run on a space available basis, run of publication. Every effort will be made to accommodate all advertising received.

G. Classified – No classified or employment ads will be accepted.

H. Copy regulations – All copy is to be camera-ready art or 133 line negatives within the dimensions noted below. Only ½ and ¼ page ads will be accepted.

I. Mechanical requirements
Printing Process: Offset, sheet fed.
Trim Size: 8½ x 11; 4 columns.
Binding method: Folded or saddle stitched depending on number of pages.
Colors available: Only principal color, usually PMS 289 dark blue.

Dimensions:
½ Vertical..... 3⅝" x 10"
½ Horizontal..... 7½" x 4⅞"
¼..... 3⅝" x 4⅞"

J. Issue & closing dates

Issue:	Closing:
January	December 1
April	March 1
July	June 1
October	September 1

K. Circulation – 34,000. Circulation may be greater for some special conference issues. Refer to introduction for more details.

Status of 1987 Cogen-Turbo

The 1987 ASME Cogen-Turbo is the International Symposium and Exposition on Turbomachinery, Combined Cycle Technologies, and Cogeneration. It will be held September 2-4, in Montreux, Switzerland.

An initial plenary session will include four keynote speakers from: Brown Boveri, Sulzer (both are Swiss companies), Germany, and the U.S. The balance of the three days will be devoted to comprehensive technical sessions with three concurrent sessions running morning and afternoon. The subject matter will be organized according to: cogeneration systems (open and closed cycles); novel cycles; and system components such as steam and gas turbines, exhaust heat recovery systems, fuels and fuel systems, controls, bearings, seals, and lubrication systems.

This promises to be an outstanding technical program backed up and correlated with an unparalleled exhibition of equipment related to cogeneration and combined cycle systems.

The Advance Program will be sent in several weeks to all recipients of the Global Gas Turbine News.

Complimentary Pass Cooperative Program

Several years ago, the International Gas Turbine Institute developed a "Complimentary Exhibit Pass" program that local ASME Sections may participate in. The purpose of the program is to promote greater interaction between ASME Sections and ASME Technical Divisions and to provide a significant cash contribution to a Section when the ASME International Gas Turbine Conference and Exhibit is being held in their local area.

Here's how the program will work for the 32nd ASME International Gas Turbine Exhibit in Anaheim. Complimentary passes to visit the exhibits have been sent to six Region IX ASME Sections. The Sections are: Channel Islands; California Inland; Los Angeles; Orange County; San Fernando Valley, and San Diego. The passes issued to each Section are of a different color. Section members are encouraged to distribute the passes at their place of employment or other engineering related locations. For every specially coded and colored pass used to register to visit the Exhibit, the ASME International Gas Turbine Institute will pay the respective ASME Section $3.00.

The program has been well received in past years and local Sections have been able to generate extra income with relatively little work. We feel that the Sections participating in this year's program will use the complimentary pass program with the enthusiasm and originality unique to Southern California.

John Ingle Yellott 1908-1986

Dr. John I. Yellott died on December 27, 1986 in Phoenix, Arizona of a massive coronary. Dr. Yellott had a very distinguished career and was active in establishing the Gas Turbine Division of the American Society of Mechanical Engineers in 1947. He was appointed to the first Executive Committee and served as Chairman of the Gas Turbine Division in 1951.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Turbomachinery for High Mach Number Flight

Dr. Louis Povinelli
Deputy Chief
Internal Fluid Mechanics Division
Mail Stop 5-3
NASA Lewis Research Center
Cleveland, OH 44135
(216) 433-5818
Telex: 985218

Papers are solicited which deal with turbomachinery for high Mach number flight (M>3). Analytical, computational (inviscid and viscous) and experimental research appropriate to high speed components are requested.

Radial Flow Turbomachinery

Mr. Paul Hermann
Sunstrand Corporation
4747 Harrison Avenue
P.O. Box 7002
Rockford, IL 61125
(815) 226-6767
Telex: 257-440

Papers are sought for sessions on the fluid dynamic design of radial and mixed flow compressors and turbines.

Submissions related to papers on turbomachinery aerodynamic topics not listed above should be sent to the Committee Vice Chairman, C.C. Koch, General Electric Company, Bldg. 500 Mail Drop A-322, Cincinnati, Ohio 45215, Phone (513) 583-4177, Telex 7862873.

Please direct any general questions about the Turbomachinery Committee call-for-papers to the Vice Chairman or to the Chairman, L.S. Langston, the University of Connecticut, Mechanical Engineering Dept., U-139, Storrs, Connecticut 06268, Phone (203) 486-4884/2189, Telex 994484.

Combustion and Fuels Committee

Technical sessions sponsored by the Combustion and Fuels Committee will consist of papers related to the following topical areas:

- ***Combustor Fluid Mechanics***
- ***Computational Fluid Dynamics of Combustors***
- ***Fuel Atomization and Evaporation***
- ***Unconventional Fuels for New Aeroengine Concepts***
- ***Advanced Combustor Concepts***
- ***Advanced Combustion Diagnostics***

Prospective authors are encouraged to submit a paper on one of the topics above. Papers on other topics will also be given full consideration.

Please send your abstracts, green sheets, and completed manuscripts to the Combustion and Fuels Committee sessions organizer:

Dr. Edward J. Mularz
Mail Stop 5-11
Propulsion Directorate, AVSCOM
NASA Lewis Research Center
21000 Brookpark Road
Cleveland, OH 44135-3127

Heat Transfer Committee

The Heat Transfer Committee is organizing a technical session on Heat Transfer in Gas Turbine Engines. Authors are invited to submit papers dealing with both computational and experimental aspects of heat transfer in gas turbine engine components. Appropriate topics include, but are not restricted to: external and internal convection on rotating and stationary airfoils, endwalls, shrouds, blade tips, disks and rotor cavities. Also appropriate are papers dealing with the heat transfer aspects of combustor flows and components, as well as papers dealing with instrumentation development and measurement of engine thermal environments.

Prospective authors should submit three copies of a 500 word abstract by June 15, 1987. Authors will be notified of abstract acceptance by July 15, 1988. Authors will be required to submit (5) copies of the complete manuscript by September 15, 1987. Authors of high quality papers with permanent interest value will be encouraged to submit their work to either the Journal of Heat Transfer or the Journal of Gas Turbines and Power. Authors are requested to designate their choice of journal when the draft manuscript is submitted for review.

Abstracts and all other correspondence regarding the session should be sent directly to the session organizers:

Dr. Mikio Suo, M/D A 323
General Electric Company
1 Neumann Way
Box 156301
Cincinnati, OH 45215

Dr. Michael G. Dunn
Calspan Corporation
P.O. Box 400
Buffalo, N.Y. 14225

Services and projects of—

ASME International Gas Turbine Institute (IGTI)

- **IGTI** has contributed over $25,000 for complimentary subscriptions to either ASME gas turbine technology journal for ASME members who have indicated gas turbines as their primary technology.
- **IGTI** is contributing up to $60,000 annually in scholarships for ASME Student Section Members.
- WHO'S WHO in the Committees of the ASME IGTI is a directory of all administrative and technical committee members. It is published annually by the **IGTI** and complimentary copies are available.
- **IGTI** publishes a Directory of Technical Papers from ASME Gas Turbine Conferences dating back to 1957. The Directories are available for $10.00 each prepaid from the **IGTI**. Individual papers may be ordered from the **IGTI** for $5.00 each prepaid. (Checks should be in U.S. dollars and payable through a U.S. bank.)
- The annual International Gas Turbine and Aeroengine Technology Report is compiled, published and distributed by the **IGTI**. Complimentary copies are available from the **IGTI**.
- **IGTI** sponsors the Fluid Dynamics of Turbomachinery study program.
- **IGTI** sponsors and distributes a home study course on Basic Gas Turbine Engine Technology. The home study course will be given at no charge to unemployed graduate mechanical engineers who are members of ASME. The **IGTI** has contracted for development of two additional home study courses.
- The **IGTI** will pay the dues of graduating ASME Student Members upgrading to Associate Members.
- **IGTI** publishes the quarterly "Global Gas Turbine News." Complimentary subscriptions are available by contacting the **IGTI**.
- **IGTI** is the source for information on exhibiting in the International Gas Turbine Conference and Exhibit held in June of each year and the 1987 ASME COGEN-TURBO Symposium and Exposition, Montreux, Switzerland, September 2-4.
- **IGTI** is a sponsor of the U.S. National Committee of the International Council on Combustion Engines (CIMAC).
- **IGTI** organized lectures presented in the People's Republic of China in the fall of 1982 and 1984. The **IGTI** also organized the 1985 Beijing International Gas Turbine Symposium and Exposition in the P.R.C.
- **IGTI** has contributed $30,000 to American National Standards Institute for administering the Secretariat of ISO-TC70-SC8 Gas Turbines.
- **IGTI** has administrative and nominating responsibilities for two ASME awards: the Gas Turbine Award and the R. Tom Sawyer Award.
- **IGTI** sponsors the John P. Davis Award for outstanding technical papers covering gas turbine applications.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

continued from page 1

onstrations of progress to reassure the doubters and to show that some advancements are available for use on nearer term military requirements. The types of gas turbine engines considered for the IHPTET program include fighter engines, rotorcraft engines, cruise missile engines, and subsonic patrol or transport engines. Each type has goals suited to their specific applications, becoming increasingly difficult as the program progresses to meet the 1990, 1995 and year 2000 milestones.

Even if the ambitious technical goals are not quite met, the payoffs in increased military capability as well as civilian productivity will be tremendous. As is the case with most long range programs, the detailed outcome cannot be predicted with certainty except to say that significant changes in gas turbine design and capability will result.

In addition to the technical challenge of doubling gas turbine capability in thirteen years, the IHPTET program is planned to be a coordinated effort among the three services, NASA and DARPA, with oversight from DOD. This is also a challenge. A steering committee is to be formed to establish a dedicated technical community across government and industry so that full coordination can be achieved. If this concept can be made to work successfully, the useful output of the technical program will undoubtedly be increased.

Since the program is technological in purpose, and no specific engines are planned to result, the funding will be in the categories of 6.2, (applied research), and 6.3a, (non-specific demonstrators). The total funding for the next thirteen years is planned to be $3.4 billion, with almost two thirds to be spent by the Air Force. This amount is significant compared to normal budgets for this type of funding, but it is estimated to fall short of program needs, so the participating engine companies are expected to contribute about one third of the total cost of the program. It is suggested that engine companies also obtain participation from their suppliers.

Technical interchange is desired, particularly in the early part of the program, and procedures for technical paper review will be established. The IGTI can help here, since our gas turbine conferences provide an outstanding forum for dissemination of technical information, both in the form of scientific papers and in display of hardware.

The Department of Defense is to be applauded for this bold, long term initiative, which will help gas turbine technology take a giant step forward. Let us hope that the industry and the military services, working together, can really pull it off!

ASME® International Gas Turbine Institute Board of Directors 1986-1987

CHAIRMAN
GEORGE OPDYKE, JR.
AVCO Lycoming Textron
550 South Main St.
Stratford, CT 06497
203-385-3433

VICE-CHAIRMAN
WALTER F. O'BRIEN
Mechanical Engineering Dept.
Virginia Polytechnic Institute & State University
Blacksburg, VA 24061
703-961-7191

CHAIRMAN OF CONFERENCES
FRANKLIN O. CARTA
United Technologies Research Center MS 19
East Hartford, CT 06108
203-727-7355

REVIEW CHAIRMAN
SIMION C. KUO
Pratt & Whitney
GPD MS-702-66
P.O. Box 109600
West Palm Beach, FL 33410
305-840-7431

FINANCE COMMITTEE & PAST CHAIRMAN
H. CLARE EATOCK
Pratt & Whitney Canada Inc.
P.O. Box 10 MS 1LD4
Longueuil, Quebec
J4K 4X9
Canada
514-647-7574

EX OFFICIO
THOMAS E. STOTT
Thomas Stott & Associates
P.O. Box 295
Cummaquid, MA 02637
617-362-9784

EX OFFICIO
DONALD D. HILL
ASME International Gas Turbine Institute
4250 Perimeter Pk. South #108
Atlanta, GA 30341
404-451-1905

ASME® International Gas Turbine Institute Staff, Atlanta, Georgia

MANAGING DIRECTOR & CEO
DONALD D. HILL

DIRECTOR, EXHIBITS & INFORMATION SERVICES
DAVID H. LINDSAY

ADMINISTRATOR
SUE COLLINS

EXHIBIT ASSISTANT
CLAIRE HOWARD

STAFF ASSISTANTS
JUNE STEINBERG
ANNA MAZANTI
JANE PUNTNEY

GLOBAL GAS TURBINE NEWS

Volume 28, Number 2
April, 1987

Published by the ASME® International Gas Turbine Institute, 4250 Perimeter Park South, #108, Atlanta, Georgia 30341 USA. (404)451-1905). Telex: 707240 IGTC ATL.

Chairman: George Opdyke, Jr. AVCO Lycoming Textron Stratford, CT

Vice Chairman: Walter F. O'Brien Virginia Polytechnic Institute & State University Blacksburg, VA

Volunteer Editor: Robert A. Harmon Consulting Engineer Lathan, NY

Staff Editor: Sue Collins IGTI Atlanta, GA

Publisher: Donald D. Hill IGTI Atlanta, GA

The Making of a Fellow

The Fellow grade of membership in the American Society of Mechanical Engineers is an honor that is bestowed upon only a very few engineers—those who have made significant and outstanding contributions to their profession.

Considerable work is involved in preparing a Fellow nomination; however, if you have a colleague or friend whose professional achievements should not be forgotten, contact the IGTI in Atlanta for a Fellow nomination kit. The person nominated and ASME as a whole will surely benefit.

Congratulations To Lakshminarayana

Dr. Budugur "Bud" Lakshminarayana has been named an Evan Pugh Professor of Aerospace Engineering, the highest honor that The Pennsylvania State University bestows on a faculty member. Lakshminarayana is an active member on the IGTI Education and Turbomachinery Technical Committees.

International Gas Turbine Institute
The AMERICAN SOCIETY of MECHANICAL ENGINEERS
4250 Perimeter Park South • #108 • Atlanta, Georgia 30341 USA

NON-PROFIT ORGANIZATION
U.S. POSTAGE
PAID
ATLANTA, GEORGIA
PERMIT NO. 2685

ASME GAS TURBINE DIVISION
のご好意により複写の許可を得ました。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.

学会誌編集規定

1. 本学会誌の原稿は依頼原稿と会員の自由投稿原稿の２種類とする。依頼原稿とは本学会よりあるテーマについて特定の方に執筆を依頼した原稿、自由投稿原稿とは会員から自由に随時投稿された原稿である。
2. 原稿の内容は、ガスタービンおよび過給機に関連のある論説、解説、技術論文、速報（研究速報、技術速報）、寄書、随筆、見聞記、ニュース、新製品の紹介および書評などとする。
3. 原稿は都合により修正を依頼する場合がある。また、用済み後は執筆者に返却する。
4. 原稿用紙は、原則として本会指定の横書440字詰（22×20）を使用する。本原稿用紙４枚で刷上り約１頁となる。
5. 刷上がり頁数は１編につき、図表を含めてそれぞれ次の通りとする。論説４～５頁、解説および技術論文６～８頁、見聞記、速報および寄書３～４頁、随筆２～３頁、ニュース、新製品紹介、書評等１頁以内。超過する場合は短縮を依頼することがある。技術論文については別に定める技術論文投稿規定による。
6. 依頼原稿には規定の原稿料を支払う。
7. 自由投稿原稿の採否は編集委員会で決定する。
8. 自由投稿原稿には原稿料は支払わない。
9. 原稿は下記宛に送付する。

〒160　東京都新宿区西新宿7－5－13、第３工新ビル
㈳日本ガスタービン学会事務局

技術論文投稿規定

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
   1) 投稿原稿は邦文で書かれた著書の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
   2) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものに限る。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 投稿原稿の規定頁数は原則として図表を含めて刷上がり８頁以内とする。ただし、１頁につき15,000円の著者負担で４頁以内の増頁をすることができる。
3. 投稿原稿は原稿執筆要領に従って執筆し、正原稿１部、副原稿（コピー）２部を提出する。
4. 投稿原稿の採否は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で決定する。

日本ガスタービン学会誌
第15巻　第57号
昭和62年６月10日
編集者　森下輝夫
発行者　稲葉興作
（社）日本ガスタービン学会
〒160　東京都新宿区西新宿７－５－１３
第３工新ビル
TEL（03）365-0095
振替　東京７－１７９５７８
印刷所　日青工業株式会社
東京都港区西新橋２の５の10
TEL（03）501-5151

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.204, 2025/07/04.